

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ В.М. Мельник
«__» _____ 20__ р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему: «Удосконалення конструкції теплообмінника пластинчастого»

Виконала:

студентка VI курсу, групи БІ-71мп

Дорощук Марина Миколаївна _____

Керівник:

доцент, к.т.н.

Шибецький В. Ю. _____

Консультант з розробки стартап-проекту:

доцент, к.е.н

Ткаченко Т.П. _____

Рецензент:

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____

Київ – 2018 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність (спеціалізація) – 133 «Галузеве машинобудування» («Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

(підпис) В.М. Мельник
(ініціали, прізвище)

«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Дорощук Марині Миколаївні

1. Тема дисертації: «Удосконалення конструкції теплообмінника пластинчастого», науковий керівник дисертації Шибецький Владислав Юрійович, затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. №__
2. Термін подання студентом дисертації _____
3. Об'єкт дослідження: теплообмінник пластинчастий.
4. Предмет дослідження: процес теплообміну у теплообміннику пластинчастого типу.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: провести літературний аналіз за темою дисертації, дослідження стану проблеми; розробити математичну модель процесу теплопередачі теплообмінника пластинчастого; запропонувати оптимізаційну конструкцію теплообмінного апарату; провести моделювання гідродинаміки потоків рідини удосконаленої конструкції теплообмінника; практична реалізація розробленої конструкції теплообмінника пластинчастого.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: Система генерації води очищеної. Апаратурно-технологічна схема (А1); Теплообмінник пластинчастий. Складальне креслення (А1); креслення

складальних одиниць (плита нерухома (A2); пластина теплообмінна (A1); штуцер (A3)); креслення деталей (плита (A2); плита прижимна (A2); фланець (A3)) Плакати за темою магістерської дисертації.

7. Орієнтовний перелік публікацій: Теплообмінник пластинчастий у системі генерації води очищеної для фармації. Належна виробнича практика; Система генерації води очищеної для фармації; Теплообмінник пластинчастий, Математичне моделювання процесу теплопередачі теплообмінника пластинчастого.

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розробка стартап проекту	Ткаченко Т. П., доцент		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Літературний огляд; дослідження стану проблеми	03.09.2018-03.12.2018	
2	Теоретичні дослідження; розробка математичної моделі	15.10.2018-12.11.2018	
3	Патентний пошук; розробка конструкції теплообмінника пластинчастого	10.09.2018-15.10.2018	
4	Проведення комп'ютерного моделювання; оформлення результатів експериментів	12.11.2018-03.12.2018	
5	Практична реалізація; розроблення технічної документації на теплообмінник пластинчастий	04.04.2018-30.04.2018	
6	Розробка стартап-проекту	05.11.2018-07.12.2018	
7	Оформлення магістерської дисертації, розробка плакатів за темою магістерської дисертації	10.09.2018-07.12.2018	

Студент

М. М. Дорошук

Науковий керівник дисертації

В.Ю. Шибецький

РЕФЕРАТ

Удосконалення конструкції теплообмінника пластинчастого

Магістерська дисертація: 129 с., 16 табл., 55 рис., 44 джерел

На фармацевтичних підприємствах пластинчасті теплообмінники використовуються для нагріву кислот, суспензій, плазми крові, охолодження настоїв і емульсій. У хімічній промисловості без теплообмінників неможливо охолодження кислот, сольових розчинів та інших речовин. Попит такого обладнання пояснюється широкою сферою застосування і функціональністю.

Пластинчасті теплообмінні апарати є різновидом поверхневих рекуперативних теплообмінних апаратів з поверхнею теплообміну, виготовленої з тонкого листа. Найбільш широко застосовуються в промисловості розбірні пластинчасті теплообмінники.

Об'єктом дослідження є теплообмінник пластинчастий.

Предмет дослідження: процес теплообміну у теплообміннику пластинчастого типу.

Мета роботи: інтенсифікація процесу теплообміну за рахунок зміни конструкції теплообмінника пластинчастого та вивчення впливу геометрії виштамповки теплообмінної пластини на процес теплообміну.

Для вирішення поставлених завдань в роботі використані методи математичного і комп'ютерного моделювання.

Проведені математичні та комп'ютерні дослідження довели надійність і працездатність проектного апарату та підтвердили доцільність обраної конструкції теплообмінника пластинчастого для забезпечення ефективного протікання процесу теплопередачі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ТЕПЛООБМІННИК ПЛАСТИНЧАТИЙ, ПЛАСТИНА, ПОВЕРХНЯ ТЕПЛООБМІНУ, РОЗБІРНИЙ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПАКЕТ ПЛАСТИН КОМП'ЮТЕРНА МОДЕЛЬ.

ABSTRACT

Improvement of the design of the plate heat exchanger

Master's thesis: 129 p., 16 tables, 55 figures, 44 sources

At pharmaceutical plants, lamellar heat exchangers are used to heat acids, suspensions, blood plasma, cooling infusions and emulsions. In the chemical industry without heat exchangers it is impossible to cool acids, saline solutions and other substances. The demand for such equipment is explained by a wide range of applications and functionality.

Plate heat exchangers are a kind of surface recuperative heat exchangers with a heat transfer surface made from a thin sheet. The most widely used in the industry are demountable lamellar heat exchangers.

The object of the study is a plate heat exchanger.

Subject of research: the process of heat transfer in a heat exchanger of a plate type.

The purpose of the work is to intensify the process of heat exchange by changing the design of the plate heat exchanger and studying the influence of the geometry of the expanding plate of the heat exchange plate on the heat transfer process.

To solve the problems in the work, methods of mathematical and computer modeling were used.

The performed mathematical and computer studies have proved the reliability and efficiency of the projected apparatus and confirmed the expediency of the selected design of the plate heat exchanger to ensure the effective flow of the heat transfer process.

KEYWORDS: PLATINUM HEAT EXCHANGER, PLATE, HEAT EXCHANGER SURFACE, DOWNLOAD, MATHEMATICAL MODEL, COMPUTER MODEL PACKAGE PLATE.

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень та термінів.....	9
ВСТУП	12
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	15
1.1 Загальні характеристики теплообмінних апаратів, які використовуються на підприємствах.....	15
1.1.1 Теплоносії та їх фізичні властивості	15
1.1.2 Вибір швидкостей теплоносіїв	18
1.1.3 Способи підвищення теплової ефективності установок.....	20
1.1.4 Функціональні ознаки	21
1.1.5 Конструктивні ознаки.....	22
1.2 Рекуперативні теплообмінні апарати.....	26
1.2.1 Кожухотрубні теплообмінники	27
1.2.2 Елементні (секційні) теплообмінники	34
1.2.3 Теплообмінники «Труба в трубі».....	35
1.3 Регенеративні теплообмінні апарати	41
1.3.1 Повітряпідігрівач	43
1.3.2 Змішувальні теплообмінники	45
1.3.3 Каскадні апарати	46
1.3.4 Барботажні апарати.....	46
1.4 Висновки до розділу	48
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ	
ТЕПЛООБМІННИКА ПЛАСТИНЧАСТОГО	49
2.1 Моделювання теплообмінника пластинчастого	49

2.2	Опис методу послідовних наближень.....	51
2.3	Опис процесу тепловіддачі	52
2.4	Результати розрахунків	53
2.5	Висновки до розділу	56
3	КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ	57
3.1	Аналіз систем реалізації моделювання та вибір програмного забезпечення	57
3.2	Побудова геометрії моделі та встановлення граничних умов	57
3.3	Аналіз результатів моделювання	59
3.4	Висновки до розділу	65
4	ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА ПЛАСТИНЧАСТОГО	66
4.1	Опис технологічного процесу.....	66
4.2	Призначення та область застосування теплообмінника пластинчастого ..	71
4.3	Обґрунтування вибору теплообмінника пластинчастого і вибір матеріалу	71
4.4	Технічна характеристика теплообмінника пластинчастого	75
4.5.	Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції	76
4.5.1	Тепловий розрахунок.....	76
4.5.2	Конструктивний розрахунок.....	80
4.5.3	Гідромеханічний розрахунок.....	83
4.5.4	Розрахунок фланця	85
4.5.5	Розрахунок конструктивних елементів у пакеті Solidworks	91
4.5.6	Рекомендації з монтажу та експлуатації	94

4.6 Висновки до розділу	97
5 РОЗРОБКА СТАРТАП - ПРОЕКТУ	98
5.1 Резюме	98
5.3 Визначення ключових факторів успіху проекту Методом Шонфільда ..	105
5.4 Оцінка ринкових позицій	107
5.4.1 Договір	107
5.4.2 Технічне завдання	111
5.4.3 Призначення та мета створення науково-дослідної продукції	111
5.5 Оцінка ризиків та страхування розробки	114
5.6 Калькуляція собівартості	118
5.7 Методи ціноутворення	121
5.7.1 Витратний метод	121
5.7.2 Параметричний метод	122
5.7.3 Агрегатний метод	123
5.7.4 Метод конкурентних цін	124
5.7.5 Метод точки беззбитковості	124
5.8 Висновки до розділу	126
ВИСНОВКИ.....	127
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	129
Додаток А Патентна документація.....	134
Додаток Б Копії наукових досягнень	139
Додаток В Специфікації	154
Додаток Г Математична модель	158

Перелік умовних позначень, скорочень та термінів

H-1, H-8, H-11, H-12, H-17 – насос;

Ф-2, Ф-6, Ф-16, Ф-18 – фільтр;

UV-3 – пристрій знезараження;

Єм-4 – ємність;

Пм-5 – пом'якшувач;

УФ-7 – установка ультрафільтраційна;

Д-9, Д-15 – ємність дозувальна;

УФ-10 – ємність пермеату;

Т-13 – теплообмінник пластинчастий;

З-18, З-19 – установка зворотного осмосу;

G – масова витрата, $кг/с$;

t – температура, $^{\circ}C$;

c – теплоємність, $Дж/кг \cdot ^{\circ}C$;

ρ – густина, $кг/м^3$;

λ – коефіцієнт теплопровідності, $Вт/м \cdot ^{\circ}C$;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, $Па \cdot с$;

ν – коефіцієнт кінетичної в'язкості, $м^2/с$;

V – об'ємна витрата, $м^3/с$;

W – швидкість руху рідини, $м/с$;

F – площа поверхні теплообміну, $м^2$;

f – площа поперечного перерізу каналу, $м^2$;

Q – кількість теплоти, $Вт$;

$\Delta t_m, \Delta t_6$ – різниці температур між найменшими і найбільшими значеннями, $^{\circ}C$;

K – коефіцієнт теплопередачі, $Вт/м^2 \cdot K$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/м^2 \cdot K$;

δ – товщина пластини, $м$;

R – термічний опір забруднень, $Вт/м^2 \cdot K$;

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр каналу, $м$;

D_y – умовний діаметр штуцера;

Re – критерій Рейнольдса;

Nu – критерій Нуссельта;

Pr – критерій Прандтля;

ΔP – гідравлічний опір, Па;

L – довжина каналу, м;

ξ – коефіцієнт загального гідравлічного опору;

m – число каналів в пакеті, шт.;

n – число пластин, шт.;

X – число ходів, шт.;

φ – коефіцієнт міцності зварних швів;

D_n – зовнішній діаметр фланця, м;

D_b – діаметр болтової окружності, м;

d_b – діаметр болта, м;

l_b – довжина болта, м;

u_1 – нормативний зазор, м;

k_{np} – прокладочний коефіцієнт;

a – конструктивний додаток до розміру болтів, м;

h_n – товщина прокладки, м;

b – ширина прокладки, м;

k_n – коефіцієнт обтискання прокладки ;

E – модуль пружності, МПа ;

f_b – площа поперечного перерізу болта, м²;

ν, ψ_1, ψ_2 – конструктивні коефіцієнти;

α_ϕ – коефіцієнт об'ємного розширення фланця, °С⁻¹;

α_b – коефіцієнт об'ємного розширення болтів, °С⁻¹;

α_c – коефіцієнт об'ємного розширення вільного кільця, °С⁻¹;

q – зусилля герметизації, $МПа$;

$[\sigma]$ – граничне напруження, $МПа$;

$[P]$ – допустимий тиск, $МПа$;

y_ϕ – піддатливість фланця, $1/(м \cdot МН)$;

y_δ – піддатливість болтів, $м/МН$;

y_c – піддатливість вільного кільця, $1/(м \cdot МН)$;

$[\theta]$ – граничний кут повороту, $рад$.

ВСТУП

Теплообмінниками називаються апарати, в яких відбувається теплообмін, між робочими середовищами не залежно від їх технологічного або енергетичного призначення (підігрівачі, випарні апарати, концентратори, пастеризатори, деаератори, економайзери та інші). Технологічне призначення теплообмінників різноманітне. Зазвичай розрізняють власне теплообмінники, в яких передача теплоти є основним процесом, і реактори, в яких тепловий процес відіграє допоміжну роль. Вперше апарати такого роду були розроблені на початку XX століття в СРСР, коли у теплових станцій виникла потреба в теплообмінниках, що володіють великою поверхнею теплообміну, і здатних працювати при досить високому тиску [1].

Теплообмінні апарати і установки широко використовуються у всіх галузях промисловості. Призначення, область застосування і конструктивне оформлення їх вельми різноманітні. Вони призначені для збільшення економічності енергетичного устаткування, підвищення його надійності, забезпечення технологічних процесів. З огляду на широкий діапазон застосування і важливість виконуваних функцій, теплообмінні апарати повинні відповідати таким основним вимогам:

- 1) забезпечувати передачу необхідної кількості теплоти з отриманням необхідних кінцевих температур теплоносіїв;
- 2) володіти певною пропускною спроможністю для кожного з робочих середовищ при заданому рівні гідравлічних опорів;
- 3) бути надійними в експлуатації при заданих параметрах робочих середовищ; поверхня теплообміну і елементи конструкції повинні мати достатню хімічну стійкість до впливу агресивних середовищ; конструкція повинна передбачати можливість огляду поверхні теплообміну і доступність для її періодичної очистки та ремонту; володіти достатнім запасом міцності від напруги, що виникає в результаті впливу тиску робочих середовищ і температурних деформацій;
- 4) мати можливо менші габарити і металоємність [2].

Актуальність роботи:

Як відомо, теплообмін – це процес переносу тепла від одного об’єкту до іншого. У хімічній, фармацевтичній, харчовій, газонафтопереробній, гірничо-хімічній, енергетичній та багатьох інших галузях промисловості процеси передачі тепла від нагрітих теплоносіїв до холодних займають провідне місце. Теплові процеси використовуються в промисловості для охолодження нагрітих середовищ, для зрідження повітря та природних газів, для нагрівання холодних теплоносіїв, для проведення процесів випарювання, конденсації, плавлення, кристалізації та ін.

Перенесення енергії від більш нагрітих середовищ до менш нагрітих відбувається під дією рушійної сили, за яку в теплових процесах використовується різниця температур між теплоносіями. Звичайно при досягненні однакових температур між теплоносіями встановлюється рівноважний стан, але такий стан у природі і в техніці є чисто теоретичним, тому що досягнути його можна лише за тривалий час [3].

Теплообмінні апарати та пристрої, які використовують у промисловості працюють в умовах глибокого вакууму, під помірним або під високим тиском (до 100 МПа), у діапазоні температур від мінус 250°C до +1000°C.

Основна проблема – недостатня ефективність процесу теплообміну, дане питання вирішено шляхом створення нової конструкції теплообмінної пластини, яка дозволяє інтенсифікувати процес теплообміну [4].

Об’єкт дослідження:

Теплообмінник пластинчастий.

Предмет дослідження:

Процес теплообміну у теплообміннику пластинчастого типу.

Мета роботи:

Інтенсифікація процесу теплообміну за рахунок зміни конструкції теплообмінника пластинчастого та вивчення впливу геометрії виштамповки теплообмінної пластини на процес теплообміну.

Задачі:

- 1) Провести аналіз конструктивних особливостей теплообмінних апаратів, які використовуються на підприємствах.
- 2) Запропонувати оптимізаційну конструкцію теплообмінного апарату.
- 3) Дослідити процес теплообміну у теплообміннику пластинчастому.
- 4) Провести моделювання гідродинаміки потоків рідини удосконаленої конструкції теплообмінника пластинчастого.

Методи дослідження

Моделювання теплообмінних систем необхідно для більш глибокого розуміння тих процесів, які відбуваються всередині системи і формують вихідні параметри. Ці знання можна отримати шляхом теоретичного аналізу запропонованих моделей.

Для вирішення поставлених завдань в роботі використані методи математичного і комп'ютерного моделювання.

Метод математичного моделювання, базується на основі стратегії системного аналізу, сутність якого полягає в поданні процесу як складної взаємодії ієрархічної системи з подальшим якісним аналізом її структури, розробкою математичного опису та оцінкою невідомих параметрів [6].

За допомогою комп'ютерного моделювання було вирішено наступні завдання:

- побудова математичної моделі та її реалізація на комп'ютері;
- ідентифікація розробленої математичної моделі із модельованим процесом з метою забезпечення її адекватності, тобто якісної та кількісної відповідності моделі реальному процесу;
- оптимізація процесу з використанням його математичної моделі, тобто визначення оптимальних (найкращих) режимних і конструкційних параметрів процесів.

Наукова новизна отриманих результатів:

Запропоновано конструкцію теплообмінної пластини, яка дає можливість покращити процес теплообміну.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Загальні характеристики теплообмінних апаратів, які використовуються на підприємствах

1.1.1 Теплоносії та їх фізичні властивості

Робочі середовища, які нагріваються або охолоджуються у процесі теплообміну, називаються теплоносіями. Інтенсивність передачі теплоти від одного теплоносія до іншого, стійкість процесу нагрівання, кипіння або охолодження і конденсації, а також надійність роботи теплообмінника залежать як від конструктивних особливостей апарату, так і від параметрів, фізичних і хімічних властивостей теплоносіїв. Фізичні та хімічні властивості теплоносіїв часто зумовлюють вибір типу і конструкцію теплообмінника.

Інтенсивність процесу тепломасообміну залежить від властивостей теплоносіїв, що характеризуються фізичними параметрами. До основних з них відносять:

- а) щільність ρ $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$; яка припадає на одиницю об'єму речовини;
- б) в'язкість - характеризує за законом Ньютона сили внутрішнього тертя і визначається динамічним коефіцієнтом в'язкості μ $[\text{Па} \cdot \text{с}]$;
- в) коефіцієнт теплопровідності λ $\left[\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^\circ\text{C})} \right]$ – який характеризується за законом Фур'є, здатність речовини проводити теплоту;
- г) питома теплоємність при постійному тиску C_p $\left[\frac{\text{Дж}}{(\text{кг}^\circ\text{C})} \right]$ - кількість теплоти, необхідної для нагрівання одиничної маси речовини на один градус;
- д) коефіцієнт температуропровідності a $\left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$ - характеризує швидкість вирівнювання температури при нагріванні або охолодженні речовини;
- е) r $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right]$ - кількість теплоти, що поглинається або виділяється при зміні агрегатного стану 1 кг речовини [7].

Теплоносії повинні бути недорогими, досить представленими в вітчизняних ресурсах, зручними при транспортуванні, стабільними в процесі тривалої роботи, володіти високою щільністю і теплоємністю, можливо великим коефіцієнтом теплопровідності і теплотою фазового переходу, малою в'язкістю. Теплоносії класифікуються за призначенням, агрегатним станом і діапазоном робочих температур.

За призначенням розрізняють гарячий теплоносій, охолоджуючий теплоносій (холодоносій), проміжні тепло - і холодоносії, холодоагенти (робоче тіло в холодильних циклах), сушильний агент та інші.

За агрегатним станом теплоносії бувають однофазні та багатофазні (частіше двофазні). До однофазних відносяться низько-температурна плазма (полум'я), гази (в тому числі - димові), некондинсуючі пари і їх газові суміші, некиплячі і не випаровуючі при робочому тиску рідини і їх суміші (розчини), тверді сипучі матеріали. До двофазних і багатофазних теплоносіїв відносяться киплячі, випаровуючі і розпорошуючі газом рідини, пари, що конденсуються і парогазові суміші, що плавляться і затвердіваючі тверді речовини, газосуспензії, аерозолі, емульсії та інші запилені газові потоки.

За діапазоном робочих температур виділяють високотемпературні, середньотемпературні, низькотемпературні теплоносії і теплоносії, що застосовуються при кріогенних процесах. До високотемпературних газоподібним теплоносіїв відносять димові або топкові гази. Їх температура може досягати 1500 °С. До високотемпературним теплоносія у вигляді крапельних рідин прийнято відносити речовини, температура кипіння яких за атмосферним тиском перевищує 200 °С. Це мінеральні масла, діфенільні з'єднання, гліцерин, розплави солей, рідкі метали та інші [9].

До середньотемпературних теплоносіїв, в першу чергу, відносять водяну пару, воду і повітря. Пара використовується при температурах до 650 °С, вода - до 375 °С, повітря - до 100 °С. Низькотемпературними теплоносіями прийнято вважати такі, температура кипіння яких за атмосферним тиском, зазвичай не перевищує 0 °С. До них перш за все відносять холодильні агенти. Кріогенними

теплоносіями називають зріджені гази (кисень, водень, азот, повітря та інші) та їх пари. Область їх застосування лежить нижче мінус 150 °С.

Найбільш поширеними в тепломасообмінних установках є газоподібні і рідкі теплоносії, а також водяна пара. Найчастіше в якості газоподібних теплоносіїв використовують повітря, димові і топкові гази. Ці теплоносії, володіючи незаперечними перевагами, проте мають суттєві недоліки: низьку теплоємність і малу щільність. Тому коефіцієнти тепловіддачі від газового потоку до стінки порівняно невеликі, близько $10 - 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$, і такі теплообмінні апарати мають велику поверхню теплообміну, значні витрати потужності на прокачування теплоносіїв і виходять вельми громіздкими. На противагу газовим теплоносіям вода за своїми фізичними і термодинамічних властивостях істотно відрізняється від них, маючи високу теплоємність і велику щільність. Коефіцієнти тепловіддачі від води до стінки в робочому діапазоні швидкостей потоку становлять величину $1000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$. Тому теплообмінні апарати виходять більш компактними, вимагають значно менших поверхонь нагріву і витрат потужності на прокачування теплоносіїв в порівнянні з теплообмінними апаратами з газоподібними робочими середовищами. Істотний недолік води як теплоносія полягає в тому, що температура кипіння досить низька. Підвищення температури кипіння пов'язано зі збільшенням тиску, що ускладнює конструкцію теплообмінного апарату. Тому вода використовується в теплообмінних апаратах як низькотемпературний теплоносій, головним чином для цілей опалення, охолодження робочих середовищ в технологічних процесах виробництва. Водяна пара як теплоносій широко використовується в якості гріючого середовища в теплообмінних апаратах різного призначення. При конденсації водяної пари коефіцієнти тепловіддачі зазвичай знаходяться в межах $3000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$ [10].

1.1.2 Вибір швидкостей теплоносіїв

Для поліпшення інтенсифікації теплообміну і турбулізації потоку, підбирають швидкості теплоносія, так як вони є важливим етапом при проектуванні тепломасообмінних установок. У разі, якщо один з теплоносіїв (таблиця 1.1) є газом, а інший - рідиною, в трубні пучки направляється рідина, а по міжтрубному просторі - газ.

Зі збільшенням швидкості середовища інтенсивність теплообміну підвищується. Це призводить до зменшення габаритів апарату, його металоємності, тобто до зниження капітальних витрат. З іншого боку, збільшення швидкості призводить до зростання гідравлічних опорів і збільшення витрат потужності на прокачування теплоносіїв, тобто до зростання експлуатаційних витрат [13].

Таблиця 1.1 Швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінників

Теплоносій	Швидкість, м/с
Малов'язкі рідини (вода, бензин, керосин)	1-3
В'язкі рідини (масла, органічні теплоносії, розчини солей)	0,0-1
Запилені гази при атмосферному тиску	6-12
Незапилені гази при атмосферному тиску	12-16
Гази під тиском	15-30
Насичена водяна пара	30-50
Перегріта водяна пара	50-75
Розріджена водяна пара	100-200

Для оцінки впливу співвідношення швидкостей на ефективність роботи теплообмінних апаратів. В.М. Ануфрієвим запропонована методика вибору співвідношення швидкостей на основі енергетичного коефіцієнта E , який для двостороннього обтікання поверхні теплообміну визначається з виразу:

$$E = \frac{k}{\Sigma N_0} = \frac{k}{N_0^1 + N_0^2},$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, $\left[\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°C}) \right]$, N_0^1, N_0^2 - витрати потужності по стороні гріючого і нагріваючого робочих середовищ, віднесені до 1 м^2 поверхні теплообміну, $\left[\text{Вт}/\text{м}^2 \right]$. Оптимальному співвідношенню швидкостей $\varphi = W_2/W_1$ відповідає максимальне значення енергетичного коефіцієнта. На рисунку 1 приведена залежність $E = f \cdot \left(W_2/W_1 \right)$ для обтікання трубчастої поверхні при однакових тисках робочих середовищ. Оптимальне співвідношення швидкостей φ_0 становить 0,5. На рисунку 1.1 представлено залежність енергетичного коефіцієнта від співвідношення швидкостей

Проведений аналіз показав, що в загальному випадку оптимальне співвідношення швидкостей можна розглядати як функцію декількох змінних

$$\varphi_0 = f(\varepsilon, W_b, W_r, l, \theta, \Phi),$$

де ε - співвідношення тисків робочих середовищ; W_b, W_r - швидкості робочих середовищ; l - лінійний визначаючий розмір; θ - температурний фактор; Φ - форма поверхні теплообміну [14].

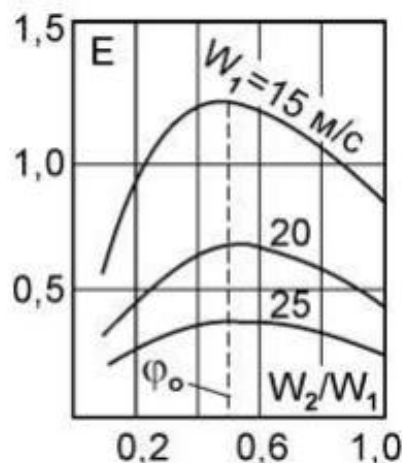


Рисунок 1.1 - Залежність енергетичного коефіцієнта від співвідношення швидкостей

1.1.3 Способи підвищення теплової ефективності установок

Проблема підвищення ефективності теплообмінного обладнання є комплексною і вимагає спільного вирішення ряду завдань: теплофізичної, спрямованої на дослідження і пошук гідродинамічних і теплотехнічних умов, що забезпечують оптимальне співвідношення між інтенсивністю теплообміну і рівнем гідравлічних опорів; експлуатаційної, що забезпечує тривалу і надійну роботу устаткування.

В окремих випадках ефективність роботи теплообмінних апаратів можна підвищити за рахунок застосування теплоносіїв з високими теплофізичними властивостями, використання матеріалу стінки з великими коефіцієнтами теплопровідності і малої товщини, збільшення тиску теплоносіїв, підвищення температурного напору.

Зазвичай фізичні властивості робочих середовищ і температурний режим задані умовами протікання теплотехнологічних процесів не можуть вибиратися довільно. У цьому випадку найбільш простими способами інтенсифікації є:

- збільшення швидкості теплоносіїв до економічно доцільних значень і забезпечення їх оптимального співвідношення;
- зменшення геометричних розмірів каналів;
- оптимізація конструктивних елементів теплообмінного обладнання та вдосконалення схем тепловикористовуючих установок;
- реалізація заходів щодо запобігання або зниження рівня відкладень, а також своєчасне очищення поверхні теплообміну.

У теплообмінних апаратах коефіцієнтами тепловіддачі, які різко відрізняються, підвищення теплової ефективності досягається збільшенням поверхні теплообміну за рахунок різного роду оребрення з боку теплоносія з малим коефіцієнтом тепловіддачі [19].

Найбільш ефективним способом інтенсифікації конвективного теплообміну є руйнування пристінного пограничного шару, що збільшує його турбулентну провідність [22].

1.1.4 Функціональні ознаки

За принципом роботи теплообмінні апарати (ТА) можуть бути розділені на дві великі групи: поверхневі та контактні. У поверхневих ТА теплоносії (гарячий і холодний) омивають поверхню твердої стінки або тіла. Поверхневі ТА поділяються на рекуперативні і регенеративні [30].

За родом теплоносіїв розрізняють ТА:

- рідина - рідина;
- пар - рідина;
- газ - рідина;
- пар - пар;
- пар - газ;
- газ - газ.

Залежно від зміни агрегатного стану теплоносіїв ТА поділяють на:

- без зміни агрегатного стану;
- зі зміною агрегатного стану одного теплоносія;
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв.

У ТА можуть протікати різні процеси теплообміну: нагрів; охолодження; кипіння; конденсація; ректифікація та інші.

Залежно від цих процесів ТА називають: підігрівачі, охолоджувачі, випарники, конденсатори та інші.

За характером руху теплоносіїв щодо поверхні, яка передає тепло ТА ділять на два типи: з природною і з примусовою циркуляцією теплоносія.

До ТА з природною циркуляцією відносяться випарники, випарні апарати, водогрійні котли, у яких теплоносії рухається завдяки різниці щільності рідини і утворюється парорідинна суміш в трубах циркуляційного контуру.

До ТА з примусовою циркуляцією відносяться, наприклад, рекуперативні теплообмінники, в яких теплоносії рухаються за рахунок зовнішніх сил, що створюються компресорами, насосами, вентиляторами.

За родом теплового режиму ТА можуть бути зі стаціонарними і нестаціонарними процесами теплообміну. Рекуперативні ТА в основному працюють в сталому стаціонарному режимі, а регенеративні - в нестаціонарному режимі [34].

1.1.5 Конструктивні ознаки

За видом (конфігурації) поверхні теплообміну рекуперативні ТА поділяють на:

- 1) кожухотрубні з прямими гладкими трубами;
- 2) кожухотрубні з U подібними трубами;
- 3) кожухотрубні з оребреними трубами;
- 4) секційні «труба в трубі»;
- 5) змієвикові;
- б) спіральні;
- 7) пластинчасті;
- 8) пластинчато-ребристі;
- 9) ламельні.

Регенеративні ТА розрізняють по виду насадки. При низьких температурах в кріогенних ТА як елементи насадки часто використовується алюмінієва гофрована стрічка на рисунку 1.2 а. При намотуванні на диски двох стрічок утворюються звивисті канали, конфігурація яких сприяє інтенсифікації процесів теплообміну. При помірних і низьких температурах встановлюють сітчасту насадку на рисунку 1.2 б із матеріалу з високою теплопровідністю (мідь, латунь) [23].

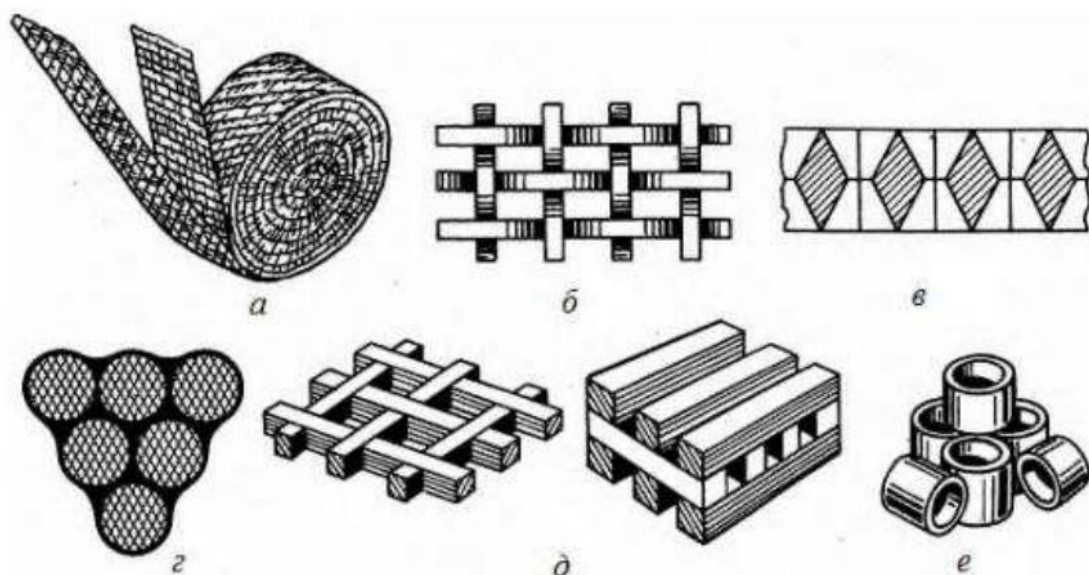


Рисунок 1.2 - Типи насадок регенеративних ТА

Для зменшення гідравлічного опору в низькотемпературних регенеративних ТА застосовується насадка на рисунку 1.2 в, металеві пластини і канали якої у вигляді усіченої піраміди рівномірно розподілені по всьому перетину. У кріогенних і металургійних ТА використовують насадку у вигляді кульок або гранул діаметром 6-12 мм на рисунку 1.2 г, виготовлених із матеріалу з великою теплоємністю і володіють підвищеною жаростійкістю (оксиди алюмінію, магнію, кварцит та інші).

У високотемпературних регенеративних ТА насадка часто виконується решітчастою з вогнетривкої цегли різної форми на рисунку 1.2 д. У деяких апаратах насадку роблять з кілець Рашига на рисунку 1.2 е.

За видом кожуха, який обмежує поверхню теплообміну рекуперативні ТА ділять на:

- 1) з коробчатим кожухом;
- 2) кожухотрубні;
- 3) кожухотрубні з компенсатором на кожусі;
- 4) не мають обмежувального кожуха (зрошувальні апарати).

За орієнтації поверхні теплообміну в просторі ТА можуть бути вертикальними, горизонтальними і похилими.

За принципом монтажу ТА поділяють на автономні, навішені і вбудовані.

За устаткуванням і обв'язкою можна виділити апарати:

- а) не мають обладнання та обв'язки;
- б) покриті ізоляцією;
- в) обладнані контрольно-вимірювальною апаратурою та приладами автоматики та інші.

За кількістю теплоносіїв (потоків) на рисунку 1.3 ТА поділяють на двопроточні (рисунок 1.3 а), три проточні (рисунок 1.3 б) і багатопроточні (рисунок 1.3 г). В окремих випадках до багатопроточних ТА відносять системи, що складаються з декількох теплообмінників звичайного типу, з'єднаних проміжними теплоносіями 3 на рисунку 1.3 в. Багатопроточні ТА мають зазвичай шари, котрі чергуються, компактної теплообмінної поверхні на рисунку. ТА з проміжним теплоносієм використовують в газотурбінних установках (ГТУ), так як їм легко надати необхідну (за умовою компоновання ГТУ) форму.

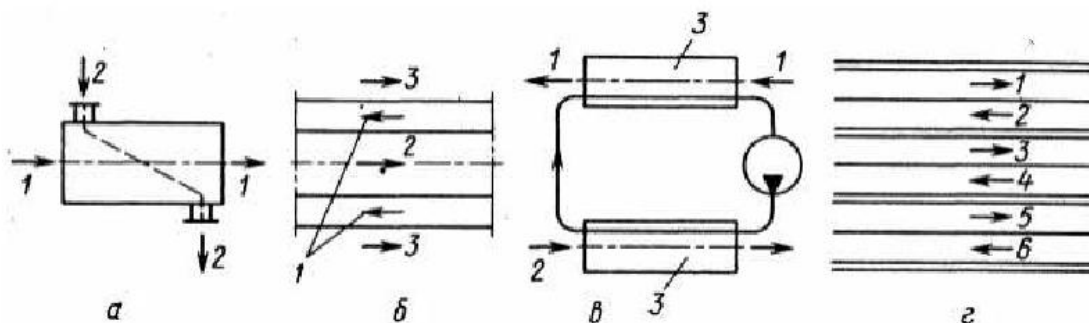


Рисунок 1.3 - Схеми ТА у залежності від числа теплоносіїв

а - двопроточний; б - трипроточний; в - з проміжним теплоносієм;

г - багатопроточний; 1-6 - потоки

Залежно від взаємного напрямку потоків теплоносіїв розрізняють схеми: прямотечія, протитечія, перехресний потік, змішаний потік, а також складні схеми струму.

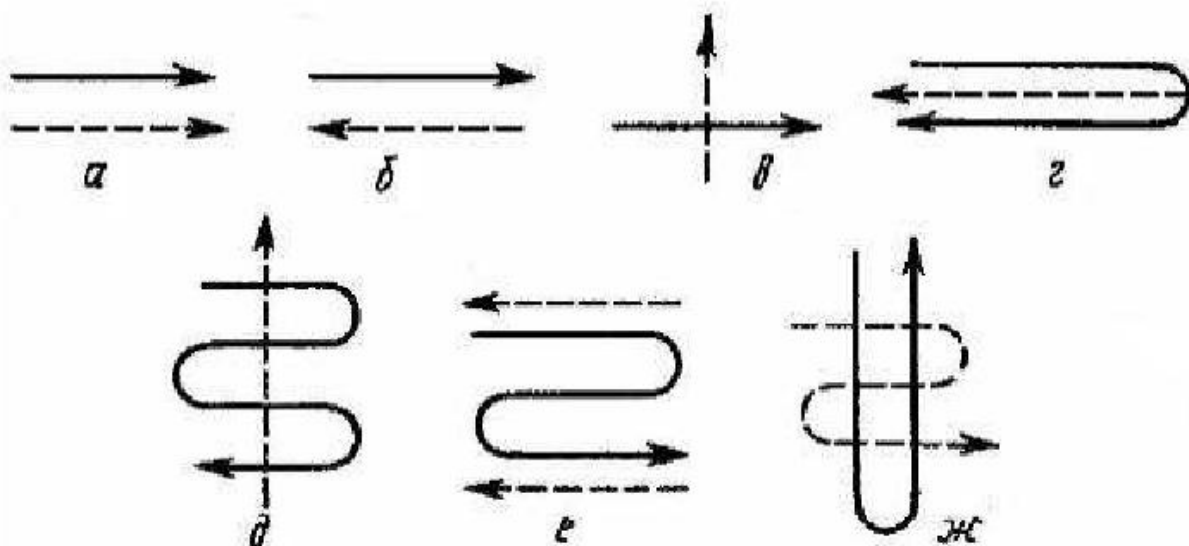


Рисунок 1.4 - Схеми струму теплоносіїв

а - прямотечія; б - протитечія; в - перехресний потік; г - змішаний потік;
д - багаторазовий перехресний потік; е, ж - складні схеми

У протиточних ТА два теплоносія рухаються паралельно один одному, але в протилежних напрямках на рисунку 1.4 б. Протиточні ТА найбільш ефективні: вони забезпечують найкраще використання заданої різниці температур; в них може бути досягнута найбільша зміна температури кожного носія. Прямоточна схема рисунок 1.4 в, як правило, найменш ефективна. У ТА перехресного струму два теплоносія рухаються під прямим кутом один до одного на рисунку 1.4 в. Наприклад, перший потік може протікати всередині труб, зібраних в пучок, тоді як другий потік може рухатися в просторі між трубами в напрямку, перпендикулярному осі цих труб. За ефективністю ці ТА займають проміжне положення між ТА з прямотоком і ТА з протитоком. Виходячи з практичних міркувань, пов'язаних з подачею теплоносіїв до поверхонь теплообміну, то такі ТА сконструювати простіше, ніж зазначені вище. Теплообмінники зі змішаним потоком на рисунку 1.4 г і з багаторазовим перехресним потоком на рисунку 1.4 д можна розглядати як компромісний варіант між вимогою високої ефективності апарату і простотою конструкції. Чим більше число ходів в такому теплообміннику, тим ближче він по економічності до протиточного варіанту. Також зустрічаються і більш складні

схеми руху теплоносіїв на рисунку 1.4 е, ж. Схеми одноразового і багаторазового перехресного потоку можна розділити на три групи в залежності від наявності градієнту температури теплоносія в перетинах ТА, нормальних до напрямку руху теплоносія. Якщо, наприклад, рідина протікає всередині труб, а газ рухається перпендикулярно до трубному пучку і може вільно перемішуватися в міжтрубному просторі, то його температура в перерізі, нормальному до напрямку руху, вирівнюється. Оскільки рідина проходить всередині труб окремими не змішуючими між собою потоками, в перерізі пучка завжди має місце градієнт температур. У розглянутому прикладі газоподібний теплоносіє вважається ідеально змішаним, а рідина всередині труб абсолютно не змішана. З цієї точки зору можливі такі випадки: обидва теплоносія ідеально змішані і градієнт їх температур в поперечному перерізі рівні нулю; один з теплоносіїв ідеально змішаний, а інший абсолютно не змішаний; обидва теплоносія абсолютно не змішані.

1.2 Рекуперативні теплообмінні апарати

Рекуперативні теплообмінні апарати - це установки, що працюють в періодичному або в стаціонарному тепловому режимі. Апарати періодичної дії зазвичай представляють собою ємності великої місткості, які через певні проміжки часу заповнюють оброблюваний матеріал або одним з теплоносіїв, нагрівають або охолоджують його, а потім видаляють. У стаціонарному режимі працюють, як правило, апарати безперервної дії. Конструкції сучасних рекуперативних теплообмінних апаратів вельми різноманітні і призначені для роботи з теплоносіями типів рідина-рідина, пара-рідина, газ-рідина.

Значно частіше використовуються теплообмінні апарати безперервної дії, серед яких найбільшого поширення набули кожухотрубні теплообмінники. Кожухотрубні теплообмінники представляють собою апарати, виконані з пучків труб, скріплених за допомогою трубних решіток і обмежених кожухами та кришками. Трубний і міжтрубний простір в апараті розділені перегородками на кілька ходів [41].

1.2.1 Кожухотрубні теплообмінники

Кожухотрубні теплообмінники відносяться до найбільш поширених апаратів. Їх застосовують для теплообміну і термохімічних процесів між різними рідинами, парами і газами - як без зміни, так і зі зміною їх агрегатного стану.

Кожухотрубні теплообмінники складаються з пучків труб, укріплених в трубних решітках, кожухів, кришок, камер, патрубків та опор. Трубний і міжтрубний простір в цих апаратах роз'єднаний, причому кожний з них може бути розділений перегородками на кілька ходів.

Розглянемо принцип кожухотрубних теплообмінників на прикладі найбільш простого апарату - вертикального одноходового кожухотрубного теплообмінника на рисунку 1.5. Холодний теплоносій II подається через штуцер на днище 1, надходить у вхідну камеру, утворену днищем і нижньою трубної решіткою 2. У вхідній камері потік теплоносія розподіляється по трубах 3, по яких рухається вгору, потрапляючи в верхню камеру, утворену кришкою 4 і верхньою трубною решіткою 5, і залишає апарат через штуцер на кришці. Гарячий теплоносій I надходить в міжтрубний простір 6, де рухається зверху вниз, огинаючи труби. У міжтрубному просторі встановлені сегментні перегородки 7, теплоносія, які сприяють турбулізації потоку теплоносія.

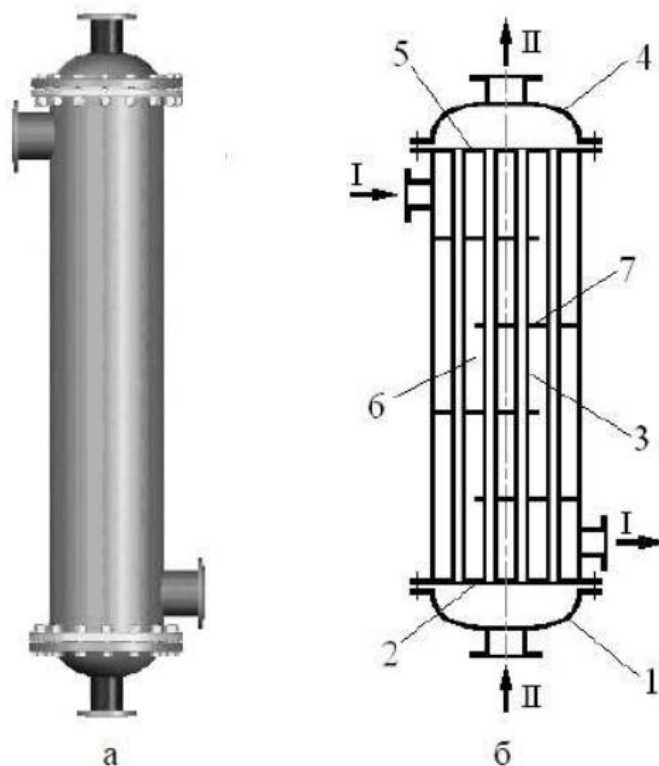


Рисунок 1.5 - Кожухотрубний одноходовий теплообмінник

а - зовнішній вигляд; б - схема пристрою; 1 - днище; 2 - нижня трубна решітка; 3 - труби; 4 - кришка; 5 - верхня трубна решітка; 6 - міжтрубний простір; 7- сегментні перегородки; I, II – теплоносії

У кожухотрубного теплообмінника один потік проходить по трубах трубного пучка. Контактуючи з гарячим теплоносієм, елементи конструкції теплообмінника нагріваються і подовжуються внаслідок теплового розширення матеріалу. Оскільки кожух теплообмінника і його труби контактують з різними теплоносіями, то і температура цих елементів конструкції теплообмінника різна. Якщо різниця температур кожуха і труб досить велика (більше 50 K), то кожух і труби подовжуються істотно не однаково, що тягне за собою значні механічні напруження в трубних решітках, і може привести до порушення щільності з'єднання труб з трубними решітками. Тому при значній різниці температур кожуха і труб і суттєвою довжиною труб теплообмінника застосовують теплообмінники нежорсткої конструкції, в яких можливе переміщення труб по відношенню до кожуха апарату, або мимовільна зміна довжини кожуха без його руйнування.

При невеликих температурних деформаціях (не більше 10-15 мм) і невисокому тиску в міжтрубному просторі (не більше 0,5 МПа) в якості пристрою для компенсації температурних деформацій може бути використаний лінзовий компенсатор. Лінзовий компенсатор представляє собою гнучкою складку на кожусі теплообмінника і компенсує температурні деформації своїм осьовим стисненням або розширенням. Лінзовий компенсатор простий, його установка не впливає суттєво на вартість теплообмінника, проте він значно знижує міцність кожуха, що обмежує його застосування.

Якщо відмовитися від нижньої трубної решітки і зігнути труби, закріпивши обома кінцями у верхній трубній решітці, то в такому теплообміннику з U-подібними трубами вони зможуть подовжуватися або скорочуватися незалежно від кожуха. Очевидно, що ніяких механічних напружень при цьому не виникне. Такі апарати не мають обмежень по температурних деформаціях і тиску в міжтрубному просторі, як апарати з лінзовим компенсатором. Однак в таких апаратах ускладнюється монтаж труб, ускладнено очищення їх внутрішньої поверхні.

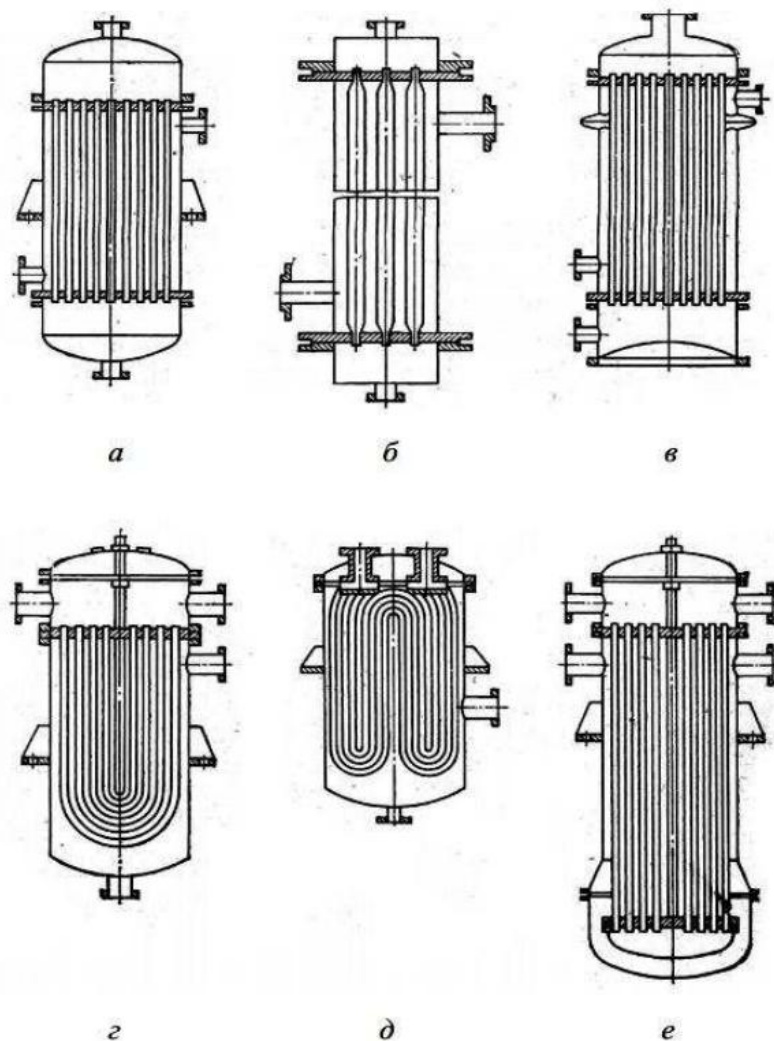


Рисунок 1.6 - Кожухотрубні рекуперативні теплообмінні апарати

а, б - з жорстким кріпленням труб в трубних решітках; в - з лінзовими компенсатором на корпусі; г, д - з U подібними трубками; е - з нижньою плаваючою розподільною камерою

У кожухотрубних теплообмінниках, рисунок 1.6, прохідний перетин міжтрубному простору в 2-3 рази більше прохідного перетину всередині труб. Тому при рівних витратах теплоносіїв з однаковим фазовим станом коефіцієнти тепловіддачі на поверхні міжтрубного простору невисокі, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі в апараті.

Тому для інтенсифікації передачі теплоти в міжтрубному просторі встановлюють сегментні перегородки. Ці перегородки різко змінюють траєкторію руху потоку, змушуючи його рухатися перпендикулярно по трубах, що сприяє утворенню вихорів. А це підвищує ефективність тепловіддачі.

Пристрій перегородок в міжтрубному просторі кожухотрубчастого теплообмінника сприяє збільшенню швидкості теплоносія і підвищенню ефективності теплообміну.

У багатоходових кожухотрубних теплообмінниках велика площа перетину трубного простору, що представляє собою суму площ внутрішніх перетинів труб теплообмінника, в разі відносно невеликих витрат теплоносія, це призводить до низької швидкості теплоносія в трубах і, як наслідок, до низького значення коефіцієнта тепловіддачі в трубному просторі. Такий теплообмінник, де теплоносій розподіляється відразу по всіх трубах, називають одноходовий, він часто не може забезпечити задовільного теплообміну при недостатньо високих витратах теплоносіїв. Для інтенсифікації тепловіддачі в трубному просторі необхідно збільшити швидкість теплоносія в ньому. Для цього теплоносій розподіляють не по всіх трубах, а направляють його таким чином, щоб він послідовно проходив спочатку одну, а потім іншу частину труб. При цьому площа перерізу потоку в трубному просторі зменшується, а швидкість, відповідно, зростає. Такі теплообмінники називають багатоходовими по трубному простору у відповідності з рисунком 1.7. У багатоходовому кожухотрубному теплообміннику по трубному простору за допомогою поперечних перегородок 2, встановлених в кришці і днищі теплообмінника, пучок труб розділений на секції або ходи, по яких послідовно рухається теплоносій. Очевидно, що в таких теплообмінниках швидкість руху теплоносія по трубах, при незмінних витратах, збільшується кратно числу ходів.

Багатоходовим по міжтрубному просторі часто називають теплообмінник з сегментними перегородками на рисунку 1.7 б. Сегментні перегородки необхідні для збільшення швидкості руху теплоносія в міжтрубному просторі, турбулізації режиму його руху і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі. Очевидно, що установка сегментних перегородок має сенс лише в тому випадку, якщо теплоносій не змінює свого фазового стану. В іншому випадку, наприклад, коли в міжтрубному просторі конденсується пар,

сегментні перегородки будуть лише заважати нормальній роботі теплообмінника, перешкоджаючи своєчасному стоку конденсату.

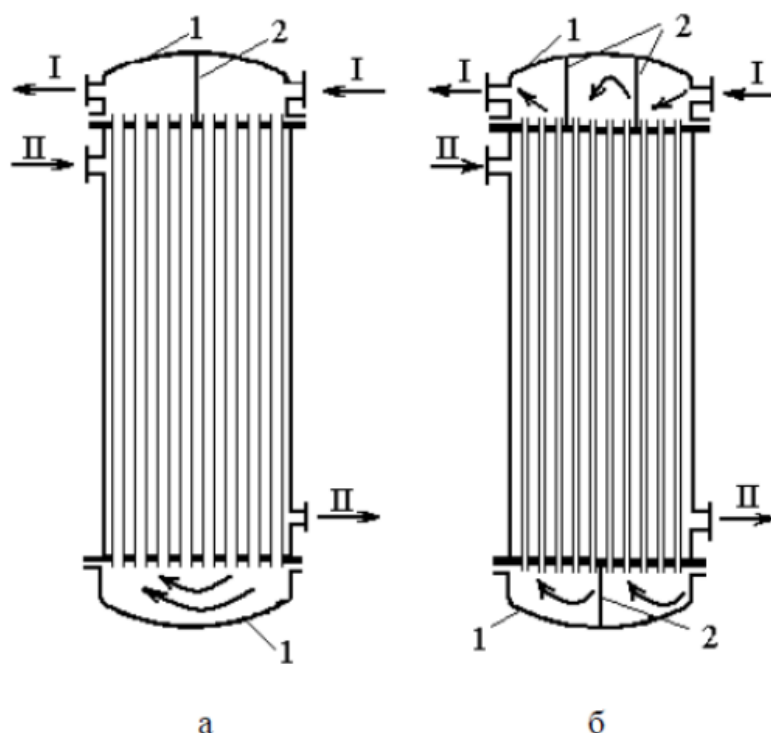


Рисунок 1.7 - Схема багатоходових (по трубному простору) кожухотрубних теплообмінних апаратів

а - двоходовий, б - чотирьохходовий;

1 - кришки і днища, 2 перегородки; I, II - теплоносії

Збільшення швидкості руху теплоносіїв в трубному та міжтрубному просторі теплообмінника тягне за собою збільшення гідравлічного опору. Крім того, перехід від протитоку теплоносіїв (в одноходових теплообмінниках) до змішаного потоку (в багатоходових теплообмінниках) призводить до зменшення рушійної сили процесу теплопередачі. Тому використання багатоходового теплообмінника далеко не завжди більш доцільно, ніж використання одноходових. Багатоходові теплообмінники не застосовують у тому випадку, якщо в трубному просторі відбувається зміна фазового стану теплоносія (кипіння або конденсація), оскільки утворений при кипінні пар рухається строго вгору, а той, що утворюється при конденсації рідини - строго вниз, і вони не можуть подолати всі зміни напрямку руху, які зазнає теплоносії

в багатоходовому теплообміннику. Розташування труб в трубних решітках на рисунку 1.8 може бути виконано кількома способами: по сторонам і вершинам правильних шестикутників (шахове), по сторонам і вершинам квадратів (коридорне), по концентричних колах і на всі боки і вершини шестикутників зі зміщеною на кут R діагоналлю. Переважно труби розміщуються рівномірно на всій площі решітки на всі боки і вершин правильних шестикутників. В апаратах, призначених для роботи на забруднених рідинах, часто приймають прямокутне розміщення труб для полегшення очищення міжтрубного простору.

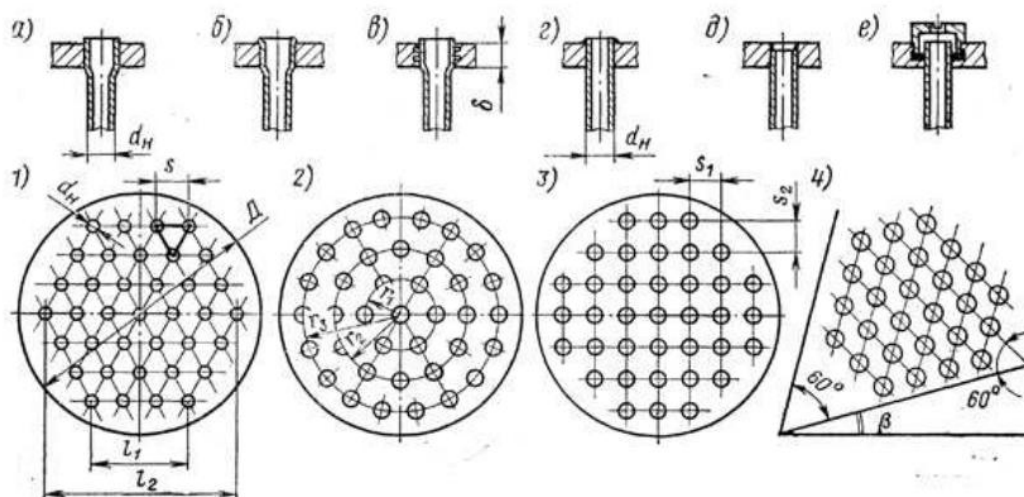


Рисунок 1.8 - Способи закріплення та розміщення труб в трубних решітках

- а - розвальцюванням; б - розвальцюванням з відбортовкою;
 в - розвальцюванням в окулярах з канавками; г, д - зваркою; е - за допомогою сальника; 1 - на всі боки і вершин правильних шестикутників (трикутників); 2 - по концентричних колах; 3 - по сторонам і вершин квадратів; 4 - по сторонам і вершинам шестикутників зі зміщеною на кут β діагоналлю

Переваги кожухотрубних теплообмінників:

- 1) Велика площа поверхні теплопередачі при відносно компактних розмірах.

- 2) Простота виготовлення.
- 3) Витрата матеріалу на виготовлення порівняно невелика.
- 3) Надійність в експлуатації.
- 4) Здатні працювати під високим тиском.
- 5) Здатні працювати в агресивних середовищах.

Недоліки кожухотрубних теплообмінників:

- 1) Не здатні працювати при низьких витратах теплоносіїв.
- 2) Труднощі виготовлення з матеріалу, що не допускає розвальцьовування і зварювання.
- 3) Труднощі при огляді, чистці і ремонті [1].

1.2.2 Елементні (секційні) теплообмінники

Ці теплообмінники складаються з послідовно з'єднаних елементів-секцій. Поєднання декількох елементів з малим числом труб відповідає принципу багатогодового кожухотрубного апарату, який працює за найбільш вигідною схемою – протиточна. Елементні теплообмінники ефективні в разі, коли теплоносії рухаються без зміни агрегатного стану. Їх також доцільно застосовувати при високому тиску робочих середовищ. Відсутність перегородок знижує гідравлічний опір і зменшує ступінь забруднення міжтрубного простору.

Однак у порівнянні з багатогодовими кожухотрубними теплообмінниками елементні теплообмінники менш компактні і дорожчі через збільшення числа дорогих елементів апарату - трубних решіток, фланцевих з'єднань, компенсаторів та інше. Поверхня теплообміну однієї секції елементних теплообмінників становить 0,75-30 м², число трубок - від 4 до 140.

Переваги елементних (секційних) теплообмінників:

- 1) Висока швидкість руху теплоносіїв.
- 2) Можливість роботи при високому тиску, завдяки меншому, ніж у кожухотрубних теплообмінників діаметру кожуха.

3) Менший гідравлічний опір міжтрубного простору, ніж у кожухотрубних, завдяки відсутності сегментних перегородок.

Недоліки елементних (секційних) теплообмінників:

- 1) Більш громіздкі, у порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками.
- 2) Більш висока вартість виготовлення, ніж у кожухотрубних теплообмінників.

1.2.3 Теплообмінники «Труба в трубі»

Теплообмінники «труба в трубі» чи двотрубні теплообмінники застосовуються при невеликих витратах теплоносіїв.

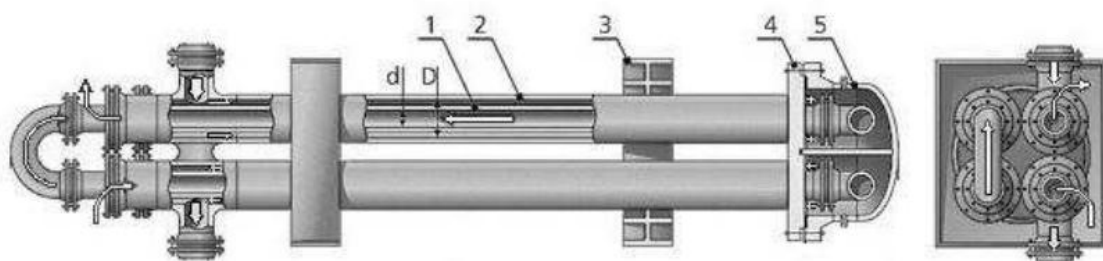


Рисунок 1.9 - Розбірний теплообмінник «труба в трубі»

- 1 - внутрішня (теплообмінна) труба, 2 - зовнішня (кожухова труба), 3 - кронштейн, 4 - фланець, 5 - розподільна камера

Такі теплообмінники являють собою набір послідовно з'єднаних один з одним елементів, які складаються з двох труб: труба меншого діаметра вставлена в трубу більшого діаметра на рисунку 1.10. Поверхні теплопередачі таких теплообмінників, як правило, не більше 20 м^2 . Прохідні перетини даних теплообмінників забезпечують високі швидкості течії теплоносіїв, отже, високі коефіцієнти теплопередачі.

Теплообмінники «труба в трубі» можуть бути виготовлені як розбірними, так і нерозбірними. Нерозбірні теплообмінники є конструкцією жорсткого типу, тому при різниці температур теплоносіїв більше 70 градусів їх не використовують. Розбірний теплообмінник на рисунку 1.10 складається з

внутрішньої (теплообмінної) труби 1, зовнішньої (кожухової) труби 2, кронштейна 3, фланця 4 і розподільної камери 5.



Рисунок 1.10 - Теплообмінник типу «труба в трубі» у збірці

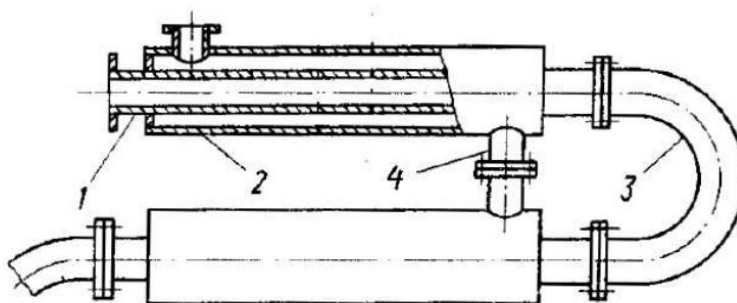


Рисунок 1.11 - Нерозбірний теплообмінник «Труба в трубі»

1 - внутрішня труба; 2 - зовнішня труба; 3 - з'єднувальне коліно;
4 - з'єднувальний патрубок

Секції теплообмінника «труба в трубі» зазвичай з'єднують один з одним в єдину конструкцію (рисунок 1.11). Просторова компоновка такої конструкції може бути будь-якою, «трубу в трубі» іноді розміщують уздовж стіни приміщення. Теплообмінники «труба в трубі» використовують в основному для охолодження або нагрівання в системі рідина-рідина, коли витрати теплоносіїв невеликі, і вона не змінює свого агрегатного стану. Іноді такі апарати застосовують при високому тиску для рідких і газоподібних середовищ, наприклад, в якості конденсаторів у виробництві метанолу, аміаку та інше.

У порівнянні з кожухотрубними теплообмінні апарати «труба в трубі» мають менший гідравлічний опір і, отже, допускають більш високі швидкості руху теплоносіїв. Однак вони менш компактні і більше металомісткі.

Переваги двотрубних теплообмінників:

1) Високі коефіцієнти тепловіддачі, завдяки високим швидкостям руху теплоносіїв.

2) Можливість роботи при невеликих витратах теплоносіїв.

3) Можливість роботи при високому тиску.

Недоліки двотрубних теплообмінників:

1) Відносно невеликі площі поверхні теплопередачі при значних габаритних розмірах теплообмінника.

2) Велика витрата матеріалу на виготовлення.

3) У нерозбірних двотрубних теплообмінниках ускладнена очистка [1].

1.2.4 Пластинчасті теплообмінники

Пластинчасті теплообмінні апарати є різновидом поверхневих рекуперативних теплообмінних апаратів з поверхнею теплообміну, виготовленої з тонкого листа. Найбільш широко застосовуються в промисловості розбірні пластинчасті теплообмінники.

Пластинчасті теплообмінники відносяться до підкласу теплообмінників з плоскою поверхнею теплопередачі. Поверхнею теплопередачі в цих теплообмінниках є гофровані паралельні пластини на рисунку 1.12, які встановлені в раму і стягнуті в пакет.

Всі пластини в пакеті однакові, тільки розгорнуті одна за одною на 180° , тому при стягуванні пакета пластин утворюється система вузьких хвилястих каналів на рисунку 1.13, шириною 3-6 мм, за якими і протікають теплоносії. Така установка пластин забезпечує чергування гарячих і холодних каналів на рисунку 1.14.

У процесі теплообміну рідини рухаються назустріч одна одній. У місцях їх можливого перетікання знаходиться або сталева пластина, або подвійне гумове ущільнення, що практично виключає змішування рідин.



Рисунок 1.12 - Характер руху потоку рідини в каналі, утвореному двома сусідніми гофрованими пластинами

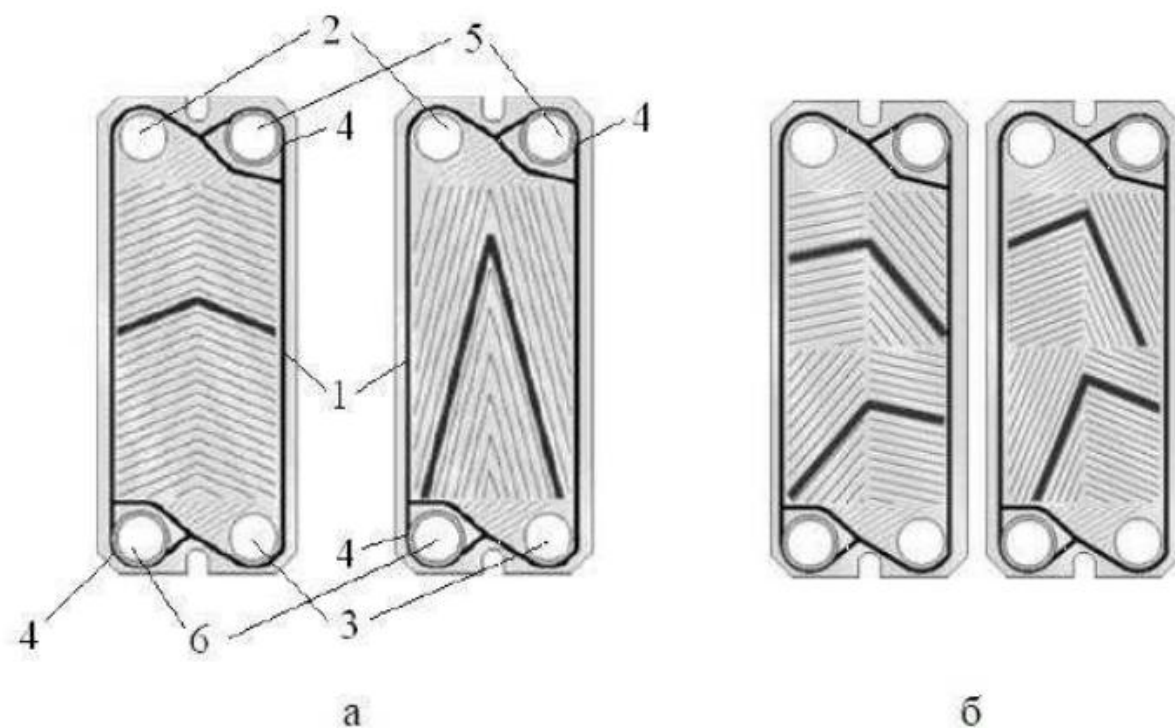


Рисунок 1.13 - Гофровані пластини пластинчастих теплообмінників:
а - звичайні (симетричні) пластини; б - пластини з малюнком «асиметрична ялинка»; 1 - прокладка, обмежуюча простір першого теплоносія; 2, 3 - отвір для входу і виходу першого теплоносія; 4 - прокладка, що обмежує простір другого теплоносія; 5,6 - отвори для проходу другого теплоносія

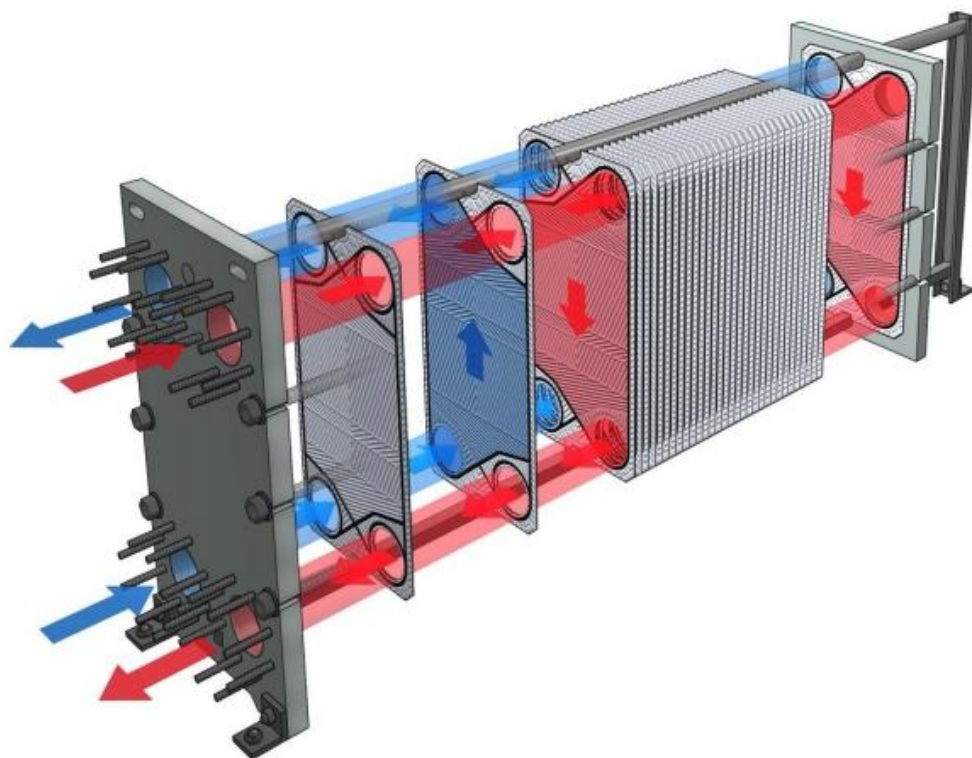


Рисунок 1.14 - Схема руху теплоносії у пластинчастому теплообміннику

Вони складаються з окремих пластин з прокладками, пристосованими для швидкого розбирання та збирання і вся їх теплообмінна поверхня доступна для очищення.

Напіврозбірні, зварні блокові і зварні нерозбірні теплообмінники є різновидом апаратів пластинчастого типу.

Теплообмінники робляться:

- а) розбірними;
- б) нерозбірними.



Рисунок 1.15 - Пластинчастий теплообмінник у збірці



Рисунок 1.16 - Зовнішній вигляд нерозбірних (зварних) пластинчастих теплообмінників

У розбірних апаратах на рисунку 1.15 герметизацію каналів забезпечують за допомогою прокладок на основі синтетичних каучуків. Їх доцільно застосовувати при необхідності чищення поверхонь з обох сторін. Вони витримують температури в діапазоні від -20 до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ і тиску не більше $2,5\text{ МПа}$.

Нерозбірні пластинчасті теплообмінники на рисунку 1.16, виконують зварними. Вони можуть працювати при температурах до $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ і тиску до 3 МПа . З попарно зварених пластин виготовляють напіврозбірні теплообмінники. До апаратів цього ж типу відносяться блокові, які набирають з блоків, утворених декількома звареними пластинами. Пластинчасті теплообмінні апарати застосовують для охолодження і нагрівання рідин, конденсації чистої пари і пари з парогазових сумішей, а також в якості гріючих камер апаратів.

Переваги пластинчастих теплообмінників:

- 1) Пластинчасті теплообмінники компактні.
- 2) Пластинчасті теплообмінники забезпечують високий коефіцієнт теплопередачі $3000\text{-}4000\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (більш ніж в 3 рази вище, у порівнянні з

кожухотрубними), завдяки високій швидкості теплоносіїв в каналах (1-3 м/с), при порівняно невисоких для таких швидкостей гідравлічних опорах.

3) Розбірні пластинчасті теплообмінники зручні для обслуговування, чищення та ремонту.

4) Можливість різних схем компоновки пластин, що дозволяє підібрати оптимальний режим роботи при заданих витратах теплоносіїв.

Недоліки пластинчастих теплообмінників: неможливість роботи при високому тиску через недостатню герметичності прокладок у розбірних пластинчастих теплообмінників і небезпеки деформації пластин у зварних (розбірні теплообмінники працюють при тисках до 1 МПа, зварні - до 4 МПа) [15].

1.3 Регенеративні теплообмінні апарати

Для підвищення ефективності теплотехнологічних систем, що працюють в широкому інтервалі перепадів температури між теплоносіями, часто виявляється доцільним застосування регенеративних теплообмінних апаратів.

Регенеративним теплообмінним апаратом називають пристрій, в якому передача теплоти від одного теплоносія до іншого відбувається за допомогою теплоакumuлюючої маси, званої насадкою. Насадка періодично омивається потоками гарячого і холодного теплоносіїв. Протягом першого періоду (періоду нагрівання насадки) через апарат пропускають гарячий теплоносій, при цьому віддається їм теплота витрачається на нагрівання насадки. Протягом другого періоду (періоду охолодження насадки) через апарат пропускають холодний теплоносій, який нагрівається за рахунок теплоти, акумульованої насадкою [16].

Періоди нагрівання та охолодження насадки тривають від кількох хвилин до кількох годин. Для здійснення безперервного процесу теплопередачі від одного теплоносія до іншого необхідні два регенератора: у той час, коли в одному з них відбувається охолодження гарячого теплоносія, в іншому нагрівається холодний теплоносій. Потім апарати перемикаються, після чого в

кожному з них процес теплопередачі відбувається у зворотному напрямку. Схема з'єднання і перемикання пари регенераторів приведена на рисунку 1.17.

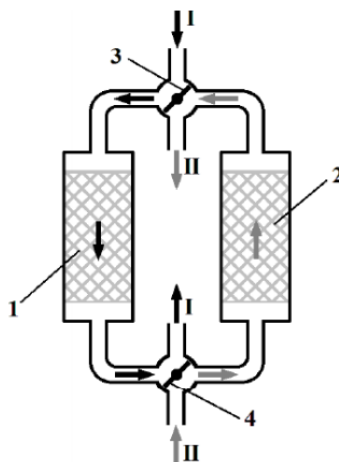


Рисунок 1.17 - Схема регенератора з нерухомою насадкою

I - холодний теплоносіє, II - гараєчий теплоносіє; 3, 4 - клапани

Інший тип регенераторів - це регенератори безперервної дії з рухомою насадкою. Рухома насадка може являти собою шар зернистого матеріалу. Така насадка рухається під власною вагою через апарат, що складається з двох послідовно розташованих камер на рисунку 1.18. Проходячи через верхню камеру 1 шар насадки нагрівається, акумулюючи тепло гараєчого теплоносія, а при проході насадки через нижню камеру 3 накопичене тепло віддається холодному теплоносію. Охолоджена насадка потрапляє в збірник 4, звідки елеватором 5 переноситься в бункер 8, з якого дозуючим пристроєм знову подається в верхню камеру.

Переваги регенеративних теплообмінників:

- 1) Простота пристрою.
- 2) Можливість роботи зі значними кількостями теплоносіїв.
- 3) Відносно невисока вартість обслуговування.
- 4) Можливість роботи при високих температурах (наприклад, з димовими газами доменних печей).

Недоліки регенеративних теплообмінників:

- 1) Громіздкість конструкції.

2) Необхідна значна різниця температур теплоносіїв, щоб рушійна сила процесу теплопередачі була достатньою на обох стадіях процесу [34].

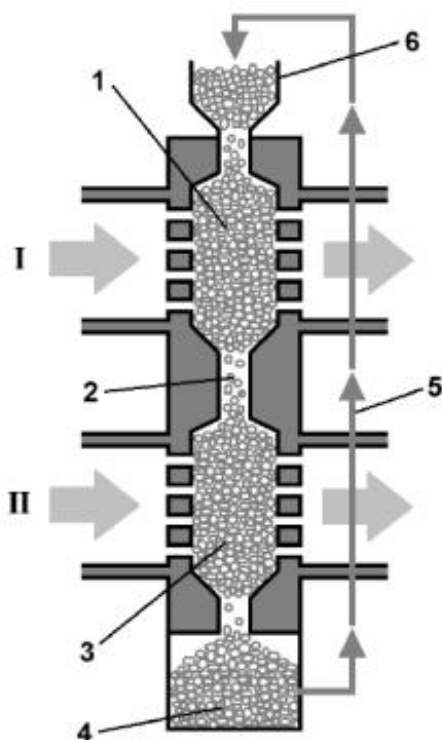


Рисунок 1.18 - Схема пристрою регенеративних теплообмінників з рухомою насадкою

- 1 - камера нагрівання насадки; 2 - перетікання насадки між камерами;
- 1 - камера охолодження насадки; 4 - збірник охолодженої насадки;
- 5 - транспортер (елеватор) насадки; 6 - бункер охолодженої насадки;
- I - теплоагент; II - холодоагент

1.3.1 Повітряпідігрівач

Регенеративні обертові повітряпідігрівачі знайшли широке застосування на котлах великої паропродуктивності, вони менш металомісткі у порівнянні з трубчастими повітряпідігрівачами і мають менший опір з газового та повітряного тракту. Їх застосування дає можливість скоротити габарити конвективної шахти котла, що є істотним при виготовленні котлів великої паропродуктивності. Підігрів повітря до 340 - 350°C досягається в

одноступінчатих регенеративних повітропідігрівачах, що дозволяє зменшити висоту конвективної шахти.

Прикладом регенеративного теплообмінника може служити також регенеративний підігрівач повітря барабанного типу (рисунок 1.19).

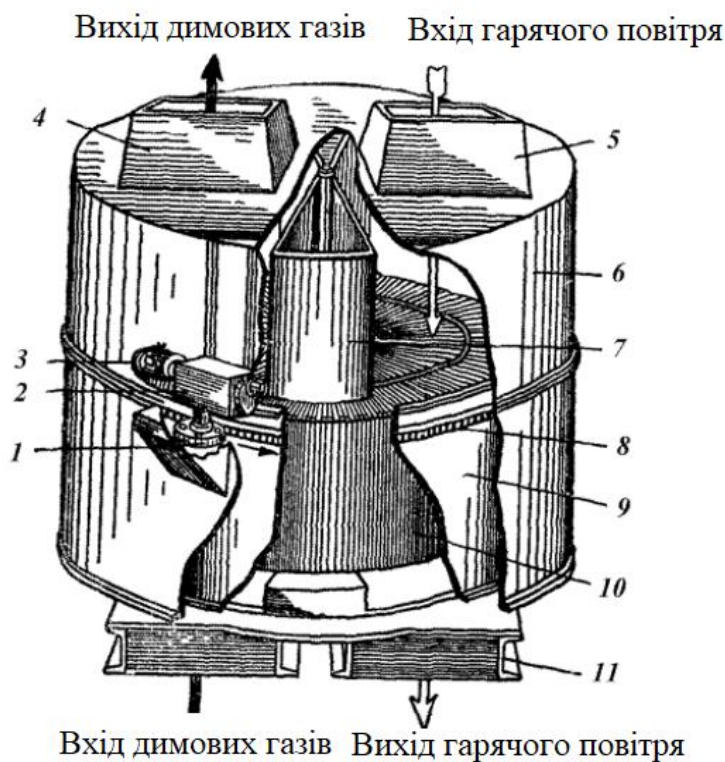


Рисунок 1.19 - Регенеративний повітрянагрівач (загальний вигляд)

1 - шестерня; 2 - редуктор; 3 - електродвигун; 4 - приєднувальний газовий короб; 5 - приєднувальний повітряний короб; 6 - корпус; 7- сектор-роздільник; 8 - зубчаста шестерня; 9 - кожух ротора; 10 - пластинчаста секція (пакет ротора); 11 - опорна рама з приєднувальними коробами

Переваги підігрівачів повітря:

- 1) Малі габарити і вага.
- 2) Менша небезпека газової корозії.
- 3) Менший опір для проходження газів і повітря.

Недоліки підігрівачів повітря:

- 1) Збільшений перетікання повітря в газовий тракт всередині апарату, який досягає 20-25 %).

- 2) Низька інтенсивність теплопередачі в холодній частині апарату.
- 3) Інтенсивна відкладення забруднень через малі об'ємні витрати.
- 4) Більший присос повітря в димові гази [26].

1.3.2 Змішувальні теплообмінники

У тепломасообмінних апаратах і установках контактного (змішувального) типу процеси тепло- і масообміну протікають при безпосередньому зіткненні двох і більше теплоносіїв.

Теплова продуктивність контактних апаратів визначається поверхнею зіткнення теплоносіїв. Тому в конструкції апарату передбачається поділ потоку рідини на дрібні краплі, струменя, плівки, а газового потоку - на дрібні бульбашки. Передача теплоти в них відбувається не тільки шляхом кондуктивної теплопередачі, але і шляхом обміну масою, причому при масопередачі можливий навіть перехід теплоти від холодного теплоносія до гарячого. Наприклад, при випаровуванні холодної води в гарячому газі теплота випаровування переноситься від рідини до газу.

Контактні теплообмінники знайшли широке застосування для конденсації пари, охолодження газів водою, нагрівання води газами, охолодження води повітрям, мокрого очищення газів та інше.

У напрямку потоку маси контактні теплообмінники можуть бути розділені на дві групи:

1) Апарати з конденсацією пара з газової фази. При цьому відбуваються осушення і охолодження газу і нагрівання рідини (конденсатори, камери кондиціонерів, скрубери).

2) Апарати з випаровуванням рідини в потоці газу. При цьому зволоження газу супроводжується його охолодженням і нагріванням рідини або його нагріванням і охолодженням рідини (градирні, камери кондиціонерів, скрубери, розпилювальні сушарки).

За принципом диспергування рідини контактні апарати можуть бути насадочними, каскадним, барботажними, порожніми з розбризкувачами і струминними [40].

1.3.3 Каскадні апарати

Застосовуються переважно в якості конденсаторів зміщення. У вертикальному циліндрі встановлені на певній відстані одна від одної (350 - 550 мм) плоскі перфоровані полки у вигляді сегментів. Охолоджуюча рідина подається в апарат на верхню полицю. Основна маса рідини витікає через отвори в полиці тонкими струменями, менша її частина переливається через борт на нижню полицю. Пар для конденсації подається через патрубок в нижній частині конденсатора і рухається в апараті протитоком до охолоджуючої рідини.

Рідина разом з конденсатом виводиться через нижній патрубок апарату і барометричну трубу, а повітря відсмоктується через верхній патрубок вакуум-насосом. Крім сегментних полиць в барометричних конденсаторах застосовуються кільцеві, конічні і іншої форми полки [22].

1.3.4 Барботажні апарати

Барботажні апарати на рисунку 1.20 б відрізняються простотою конструкції, їх застосовують для нагрівання води паром, випаровування агресивних рідин і розчинів, що містять шлами, суспензії і кристалізуються солі, гарячими газами і продуктами згоряння палива.

Принцип роботи барботажних підігрівачів і випарників полягає в тому, що перегрітий пар або гарячі гази, що надходять в занурені барботери, диспергують в бульбашки, які при спливанні віддають теплоту рідини і одночасно насичуються водяною парою. Чим більше бульбашок утворюється в розчині, тим краще структура барботажного шару і тим більше міжфазна поверхня. Структура барботажного шару залежить від розмірів газових бульбашок і режиму їх руху.

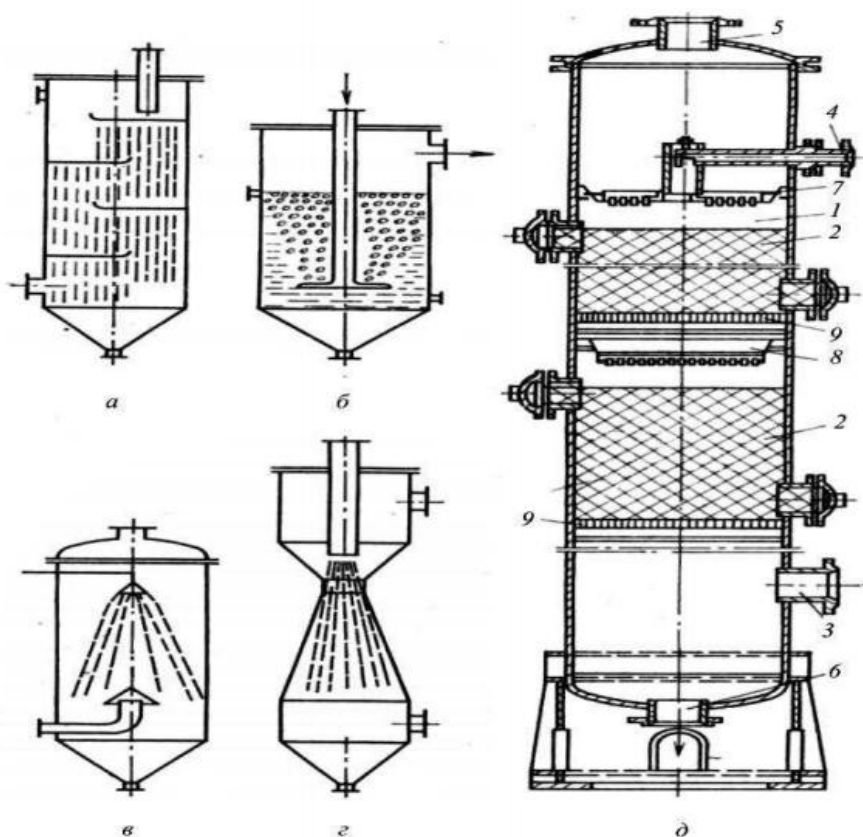


Рисунок 1.20 - Види змішувальних теплообмінників

а - каскадний теплообмінник; б - барботажний; в - порожнистий з розприскувачем; г - струйний; д - колона: 1 - контактна камера; 2 - насадка; 3 - штуцер для входу газу; 4 - патрубок для подачі рідини; 5 - штуцер для видалення газу; 6 - спускний штуцер для рідини; 7 - розприскуючий пристрій; 8 - розподільна тарілка; 9- решітка

Порожнисті контактні теплообмінники (з розприскувачами) знайшли застосування при конденсації пари, охолодженні, сушінні і зволоженні газів, упарюванні і сушінні розчинів, нагріванні води та інше.

Струменеві (ежекторні апарати) застосовуються рідко і тільки для конденсації пари. Конструктивно змішувальні теплообмінні апарати виконуються у вигляді колон з матеріалів, стійких до впливу оброблюваних речовин, і розраховуються на відповідний робочий тиск. Порожнисті апарати найчастіше виготовляються залізобетонними або цегляними. Каскадні, барботажні і струменеві апарати виконуються з металу. Висота колон зазвичай в кілька разів перевищує їх поперечний переріз [22].

1.4 Висновки до розділу

Вимоги до теплообмінного обладнання у залежності від конкретних умов використання досить різноманітні. Основними з них являються: забезпечення найбільш високого коефіцієнту теплопередачі при можливо меншому гідравлічному опорі; компактність і найменші витрати матеріалів на одиницю теплової продуктивності апаратів; надійність та герметичність в поєднанні з розбірністю і доступністю до поверхні теплообміну для механічної очистки її від забруднень; уніфікація вузлів та деталей і технологічність механізованого виготовлення широких рядів поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур і тисків та ін. [22].

На основі проведеного аналізу теплообмінних апаратів використовуваних на промислових підприємствах, були зроблені наступні висновки:

1) Найбільш поширені теплообмінні апарати кожухотрубні та пластинчасті.

2) Пластинчасті та кожухотрубні апарати здатні працювати під великими тисками і температурами від -20 до $+400$ °C і тиску до 4 МПа; від -70 до $+350$ °C і тиску до 4 МПа відповідно, це є основним фактором при виборі даного обладнання.

3) Регулювання всіх апаратів відбувається по температурі t °C (в якості керуючого параметра використовується t °C)

4) Проведено аналіз переваг і недоліків теплообмінних апаратів.

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТЕПЛООБМІННИКА ПЛАСТИНЧАСТОГО

У хімічній, фармацевтичній, харчовій, газонафтопереробній, гірничо-хімічній, енергетичній та багатьох інших галузях промисловості процеси передачі тепла від нагрітих теплоносіїв до холодних займають провідне місце. Особливу увагу зосереджено на теплообмінних апаратах і установках, адже вони широко використовуються у всіх галузях промисловості.

Призначення, область застосування і конструктивне оформлення їх вельми різноманітні. Вони призначені для збільшення економічності енергетичного устаткування, підвищення його надійності, забезпечення технологічних процесів.

Моделювання теплообмінних систем необхідно для більш глибокого розуміння тих процесів, які відбуваються всередині системи і формують вихідні параметри. Ці знання можна отримати шляхом теоретичного аналізу запропонованих математичних моделей [38].

Об'єкт досліджень. Об'єктом дослідження теплообмінник пластинчастий.

Мета і задачі досліджень. Мета даної роботи полягає у розробці математичної моделі для оптимізації процесу теплопередачі у теплообміннику пластинчастому.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

1. Розробити програму моделювання теплообмінника пластинчастого на основі методу послідовних наближень.
2. Дослідити залежність показників від витрат первинного та вторинного теплоносія.
3. Провести порівняння отриманих результатів.

2.1 Моделювання теплообмінника пластинчастого

Моделювання теплообмінних систем необхідно для більш глибокого розуміння тих процесів, які відбуваються всередині системи і формують вихідні параметри. Ці знання можна отримати шляхом теоретичного аналізу запропонованих математичних моделей.

Моделювання теплообмінника пластинчастого здійснюється за допомогою методу послідовних наближень. Для розрахунків використовують формулу до якої входить не середня різниця температур між теплообмінючими потоками (середній логарифмічний температурний напір Δt_{ln}), а різниця температур гріючого та теплоносія, що нагрівається на вході в теплообмінник.

Для цього використовують протиточний коефіцієнт Z . Виведення формул слідує з рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі.

Розглядається ділянка dF (рис.1).

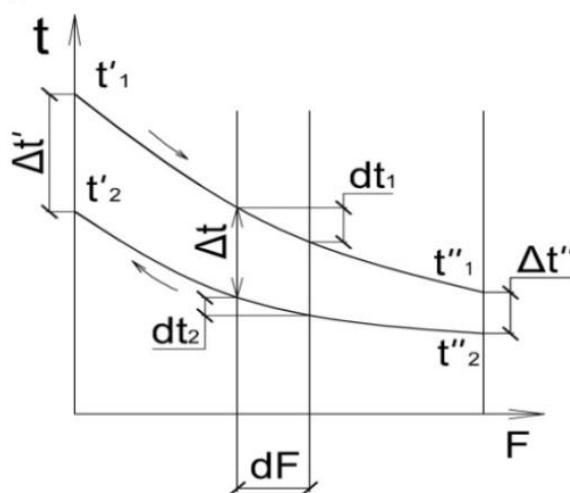


Рисунок 2.1 Графік зміни температури теплоносіїв по площі пластинчастого теплообмінника

Із рівняння теплопередачі:

$$dQ = q \cdot dF = \Delta t \cdot dF, \quad (2.1)$$

де dQ – кількість теплоти, яка передається від первинного теплоносія до вторинного в одиницю часу dt ; k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt – різниця температур первинного та вторинного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$.

Із закону збереження енергії:

$$\begin{cases} dQ = -C_1 \cdot dt_1; \\ dQ = -C_2 \cdot dt_2; \end{cases} \quad (2.2)$$

де $C = G_m \cdot \overline{C_p}$ – повна теплоємність масових витрат, $\text{Дж}/\text{К}$;

визначається відношенням:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = m \cdot k \cdot dF, \quad (2.3)$$

де $m = \left(\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}\right)$ – введена заміна. Далі інтегруємо та отримуємо:

$$\ln(\Delta t) = -m \cdot k \cdot F + C^*. \quad (2.4)$$

Підставляючи граничну умову, $F_0 = 0$ у рівняння (2.4), отримуємо:

$$\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-m \cdot k \cdot F}, \quad (5)$$

$$\text{причому, } \begin{cases} \Delta t' = t'_1 - t'_2; \\ \Delta t'' = t''_1 - t''_2, \end{cases}$$

де $\Delta t'$ – максимальна різниця температур гріючого теплоносія на вході і на виході теплообмінника пластинчастого, °C; $\Delta t''$ – максимальна різниця температур теплоносія, що нагрівається на вході і на виході теплообмінника пластинчастого, °C.

Рівняння (2.5) переписуємо наступним чином:

$$\frac{(t'_1 - t'_2)(1 - e^{-(1 - \frac{c_1}{c_2}) \cdot \frac{k \cdot F}{c_1}})}{1 - \frac{c_1}{c_2} \cdot e^{-(1 - \frac{c_1}{c_2}) \cdot \frac{k \cdot F}{c_1}}} = t'_1 - t''_1. \quad (2.6)$$

Отримано відношення

$$\frac{1 - e^{-(1 - \frac{c_1}{c_2}) \cdot \frac{k \cdot F}{c_1}}}{1 - \frac{c_1}{c_2} \cdot e^{-(1 - \frac{c_1}{c_2}) \cdot \frac{k \cdot F}{c_1}}}, \quad (2.7)$$

виступає поправочним коефіцієнтом Z [39].

Відповідно, потужність буде визначатись по формулі:

$$Q = C_1 \cdot Z \cdot (t'_1 - t''_2). \quad (2.8)$$

2.2 Опис методу послідовних наближень

У процесі підбору пластинчастого теплообмінника неможливо обрати в точності відповідні задані параметри. До того ж, під час експлуатації реальні параметри (витрати температури на вході в пластинчастий теплообмінник) будуть відрізнятися від розрахункових. Для визначення експлуатаційних характеристик пластинчастого теплообмінника (потужність і температури на

виході із пластинчастого теплообмінника) використовують метод послідовних наближень.

Далі представлена методика розрахунку основних характеристик теплообмінника пластинчастого за допомогою методу послідовних наближень:

1. Розраховується протиточний коефіцієнт Z по формулі (2.7).
2. Визначається дійсна потужність теплообмінника пластинчастого по формулі (2.8).
3. Дійсні температури теплоносіїв на вході та на виході:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{C_1}; \quad (2.9)$$

$$t_2'' = t_2' - \frac{Q}{C_2}. \quad (2.10)$$

4. З урахуванням змінних температур знаходять коефіцієнти тепловіддачі по емпіричній формулі.
5. За визначеними коефіцієнтами тепловіддачі знаходять нове значення коефіцієнту теплопередачі:

$$k_{new} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\alpha} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.11)$$

Після знаходження нових значень k_{new} цикл методу послідовних наближень повторюємо. При рівності $k = k_{new}$ під час наступної ітерації цикл методу послідовних наближень зупиняємо; значення отримані на даному етапі, являються реальними значеннями теплообмінного апарату [38].

2.3 Опис процесу тепловіддачі

По описаній методиці розроблена програма, котра дозволяє змодельовати роботу теплообмінника пластинчастого. За наведеними залежностями виконані розрахунки в програмному середовищі Mathcad, які наведено в додатку Г.

Визначення руху рідини в каналі. Для цього було використано такі рівняння:

критерій Нуссельта для першого теплоносія:

$$Nu_1 = 0,195 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}, \quad (2.12)$$

де Re -критерій Рейнольдса, Pr -критерій Прандтля.

Критерій Нуссельта для другого теплоносія:

$$Nu_2 = 0,195 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \quad (2.13)$$

Коефіцієнт тепловіддачі першого теплоносія:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{екв}}, \quad (2.14)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, $d_{екв}$ - еквівалентний діаметр каналу.

Коефіцієнт тепловіддачі другого теплоносія:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{екв}}. \quad (2.15)$$

2.4 Результати розрахунків

На основі отриманих у програмі даних побудовані графіки залежності Q , k , $t_1'' (t_{1вх})$, $t_2'' (t_{2вх})$ від витрат первинного і вторинного теплоносіїв.

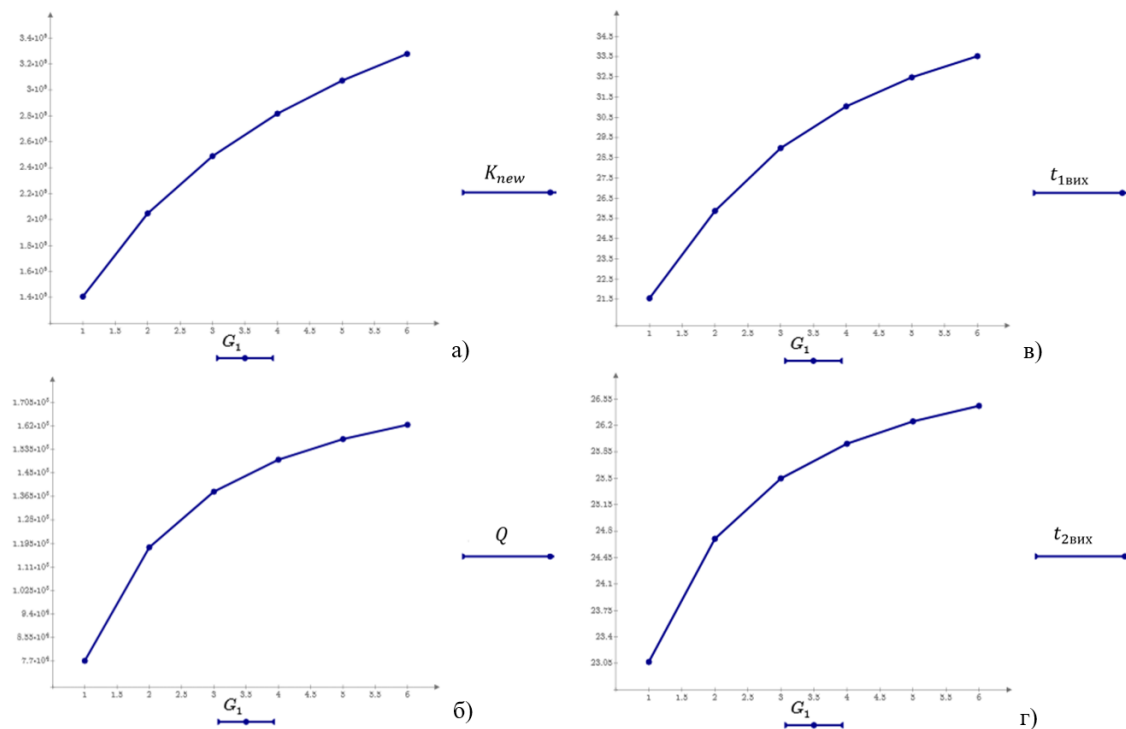


Рисунок 2.2 Графіки залежності K_{new} , Q , $t_{1вх}$, $t_{2вх}$ від витрат первинного теплоносія G_1

- а) графік залежності коефіцієнту теплопередачі K_{new} від витрат G_1 ,
- б) графік залежності теплової потужності Q від витрат G_1 ,
- в) графік залежності температури першого теплоносія на виході $t_{1вих}$ від витрат G_1 ,
- г) графік залежності температури другого теплоносія на виході $t_{2вих}$ від витрат G_1 .

На рисунку 2.2 а, представлено графік залежності коефіцієнту теплопередачі K_{new} від витрат G_1 . Графік змінюється параболічно, максимальне значення $3,4 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

На рисунку 2.2 в, представлено графік залежності теплової потужності Q від витрат G_1 . Графік змінюється нерівномірно, асимптотично наближується до значення $1,7 \cdot 10^5 \text{Вт}$.

На рисунку 2.2 б, г, представлено графіки залежності температури теплоносії на виході від витрат G_1 . З них можемо визначити графік руху теплоносіїв та середню різницю температур.

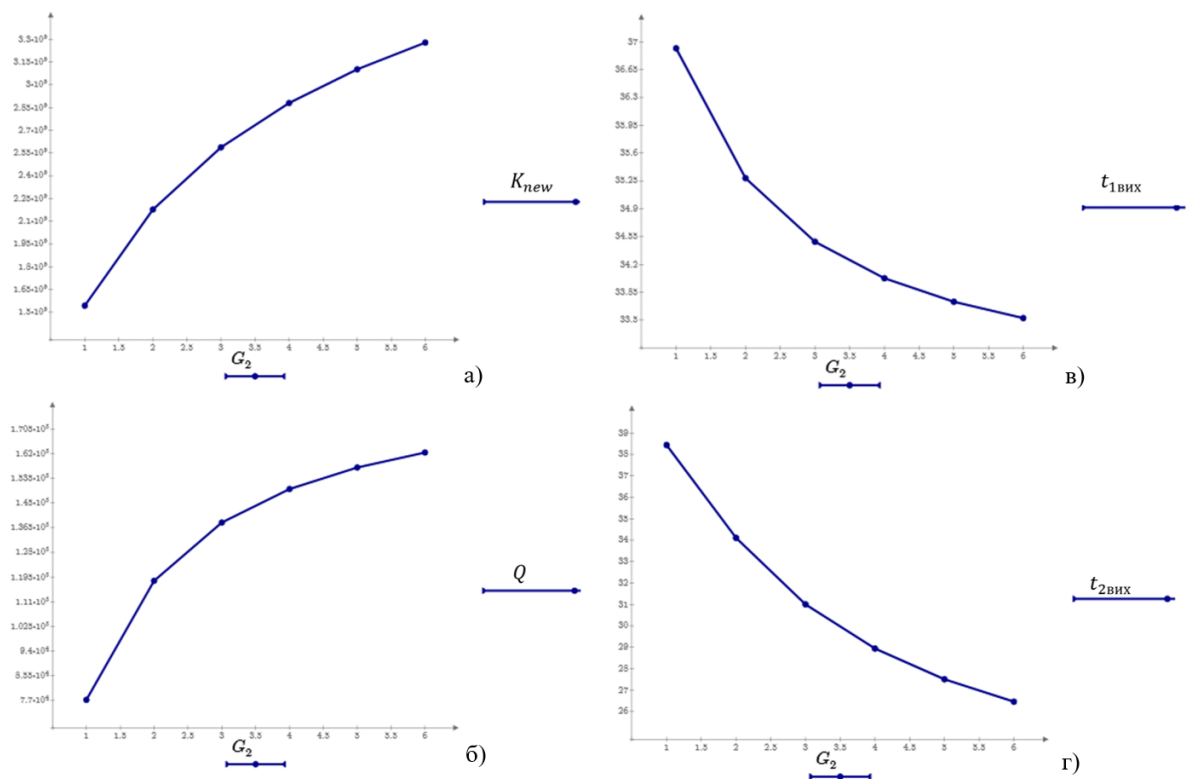


Рисунок 2.3 Графіки залежності K_{new} , Q , $t_{1вих}$, $t_{2вих}$ від витрат другого теплоносія G_2

- а) графік залежності коефіцієнту теплопередачі K_{new} від витрат G_2 ,

- б) графік залежності теплової потужності Q від витрат G_2 ,
- в) графік залежності температури першого теплоносія на виході $t_{1\text{ВХ}}$ від витрат G_2 ,
- г) графік залежності температури другого теплоносія на виході $t_{2\text{ВХ}}$ від витрат G_2 .

На рисунку 2.3 а, представлено графік залежності коефіцієнту теплопередачі K_{new} від витрат G_2 . Графік змінюється параболічно, максимальне значення $3,4 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

На рисунку 2.3 в, представлено графік залежності теплової потужності Q від витрат G_2 . Графік змінюється нерівномірно, максимальне значення $1,7 \cdot 10^5 \text{Вт}$.

На рисунку 2.3 б, г, представлено графіки залежності температури теплоносії на виході від витрат G_2 . Графіки змінюються гіперболічно. З них можемо визначити графік руху теплоносіїв та середню різницю температур.

2.5 Висновки до розділу

Проведено математичне моделювання процесу теплообміну у теплообміннику пластинчастому.

Розроблено програму моделювання теплообмінника пластинчастого на основі методу послідовних наближень. Досліджено залежність показників K_{new} , Q , $t_{1вих}$, $t_{2вих}$ від витрат першого G_1 та другого G_2 теплоносія відповідно.

Отже, з отриманих результатів можна зробити висновок, що при зміні витрат першого теплоносія G_1 коефіцієнт теплопередачі більший ніж при зміні витрат другого теплоносія G_2 . Це означає, що витрата першого теплоносія більше впливає на теплообмін. Тому, для оптимізації процесу, бажано варіювати витрати першого теплоносія.

3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Аналіз систем реалізації моделювання та вибір програмного забезпечення

Комп'ютерне моделювання – метод рішення задачі аналізу або синтезу складної системи на основі використання її комп'ютерної моделі. Суть комп'ютерного моделювання полягає в отриманні кількісних і якісних результатів по існуючій моделі. Якісні висновки, отримані по результатам аналізу, дозволяють визначити невідомі раніше властивості складної системи: її структура, динаміку розвитку, цілісність та інше. Кількісні висновки в основному носять характер прогнозу деяких майбутніх або пояснення минулих значень змінних, які характеризують систему.

Комп'ютерна модель — це інформаційна модель, подана у знаковій формі та реалізована за допомогою комп'ютера. Комп'ютерна модель допомагає спостерігати й досліджувати явища й процеси в динаміці їх розгортання, здійснювати багаторазові випробування моделі, отримувати різноманітні кількісні показники в числовому або графічному поданні, зокрема такі, які потребують виконання складних, численних або трудомістких розрахунків [44].

Одним із прогресивних програмних продуктів, які відносяться до нового покоління є SolidWorks, який розроблений компанією SolidWorks Corporation. При цьому потенціал продукту по можливостям конструювання дозволяє створювати досить складні трьохвимірні деталі і збірки в машинобудуванні [6].

3.2 Побудова геометрії моделі та встановлення граничних умов

Було побудовано геометрію апарату, яка дозволяє простежувати як розподіляється температура та тиск по поверхні теплообмінної пластини. На рисунку 3.1 Представлено збірку апарату. Вона складається з 2-х теплообмінних пластин 1, які мають спеціальну виштамповку 3 та прокладки 2 для замкнення контуру. Для дослідження процесу було задано граничні умови, а саме: температура першого теплоносія на вході, яка дорівнює 60°C (рисунок 3.2), тиск зовнішнього середовища 101325 Pa (рисунок 3.3) та температура стінки оточуючого середовища з обох боків (20°C) [37].

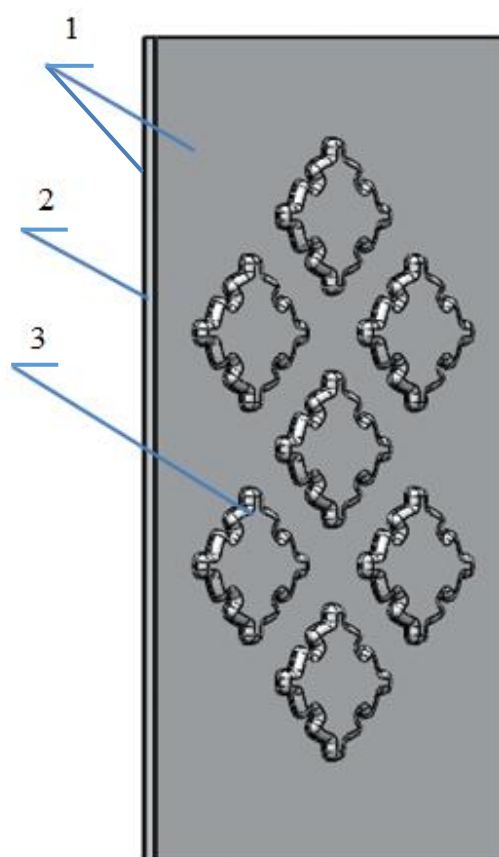


Рисунок 3.1 – Збірка апарату

1- пластини теплообмінні, 2- прокладка, 3- спеціальна виштамповка

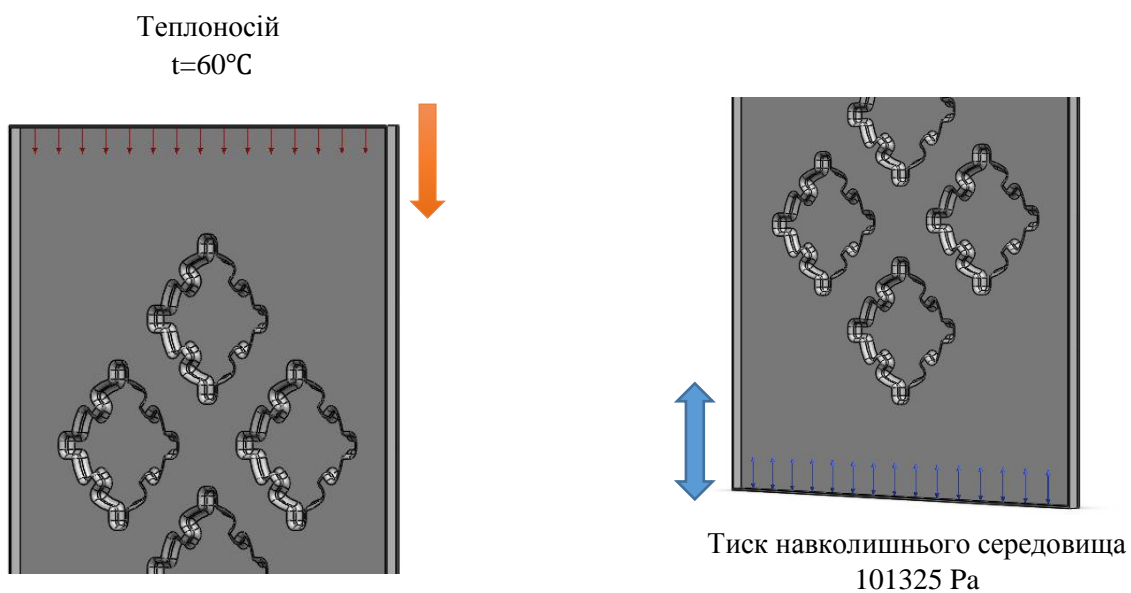


Рисунок 3.2 – Вхід теплоносія

Рисунок 3.3 –Тиск
навколишнього середовища

3.3 Аналіз результатів моделювання

Було проведено дослідження впливу геометрії штамповки на швидкість теплопередачі, а саме при зміні кроку штамповки.

На рисунку 3.4 представлено розподіл температури по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок 0,040 м. Різниця температур складає 8 °С.

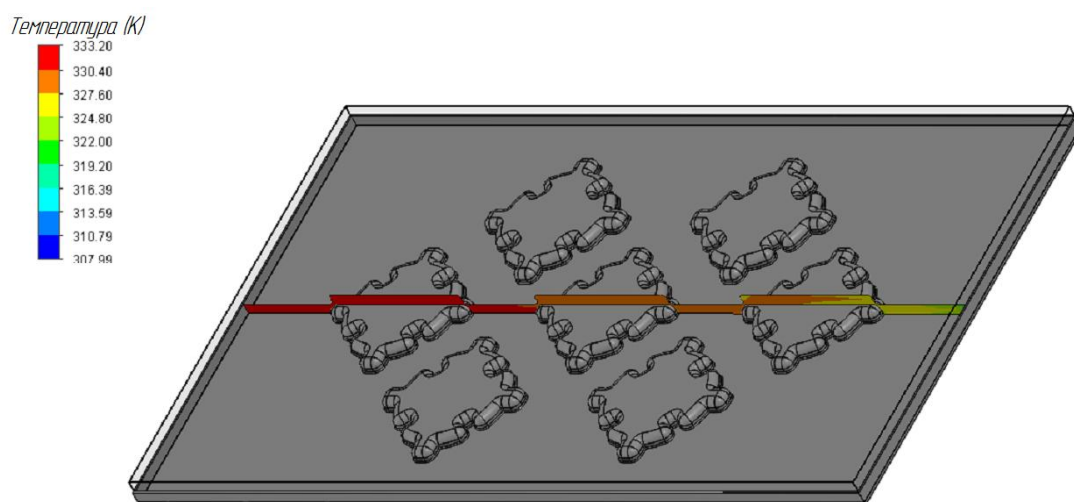


Рисунок 3.4 – Розподіл температури по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок 0,040 м

На рисунку 3.5 представлено розподіл тиску по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок 0,040 м. Різниця тиску складає 1300 Па.

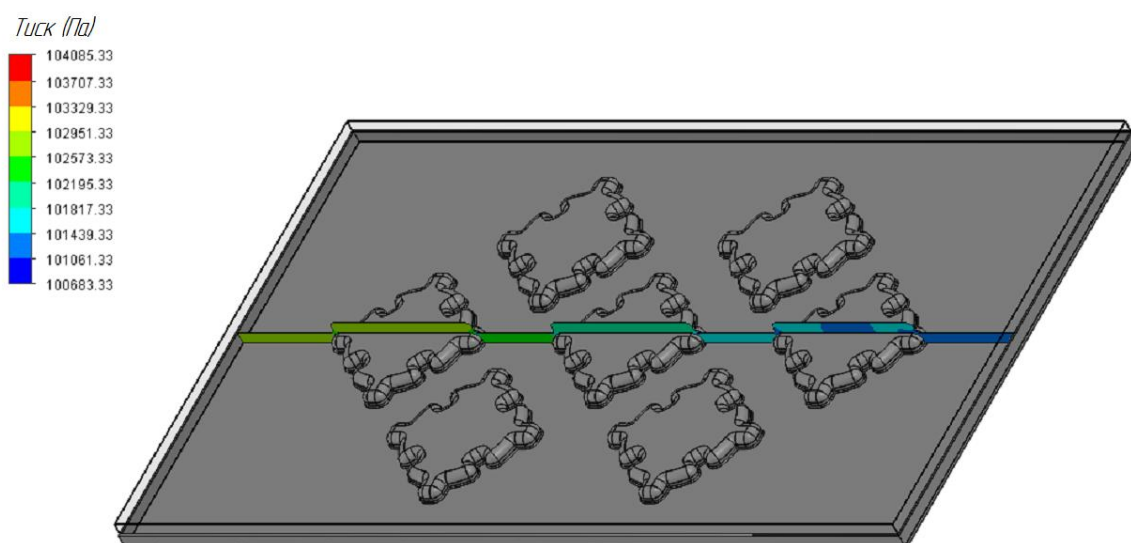


Рисунок 3.5 – Розподіл тиску по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок 0,040 м

На рисунку 3.6 представлено розподіл температури по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок: а) 0,035 м., б) 0,045 м

Різниця температур складає 6 °C та 9 °C відповідно.

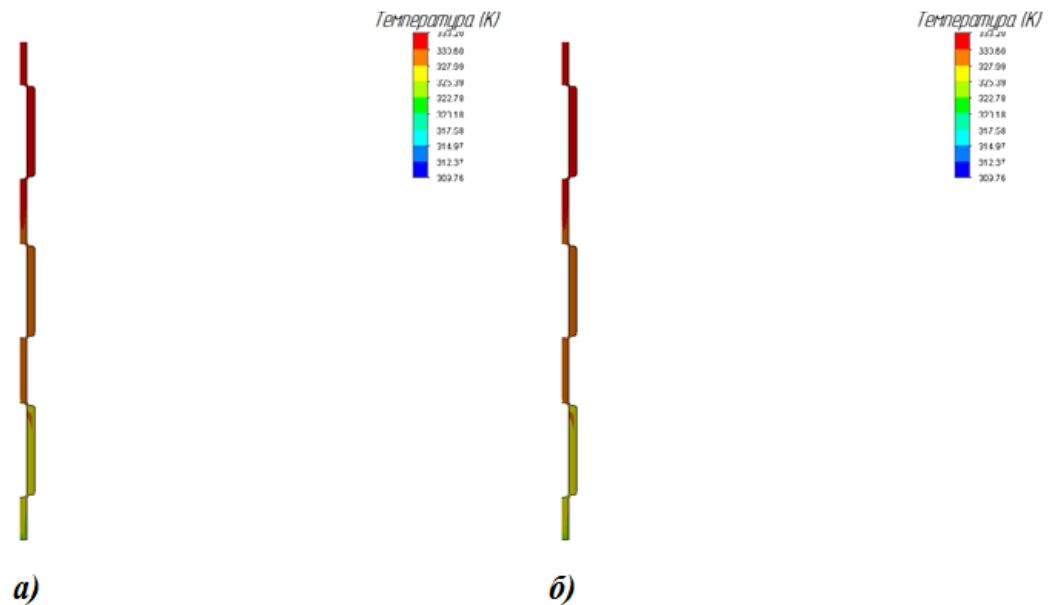


Рисунок 3.6 – Розподіл температури по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок: а) 0,035 м., б) 0,045 м

На рисунку 3.7 представлено розподіл тиску по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок: а) 0,035 м, б) 0,045 м.

Перепад тиску складає 800 Па та 1800 Па відповідно.

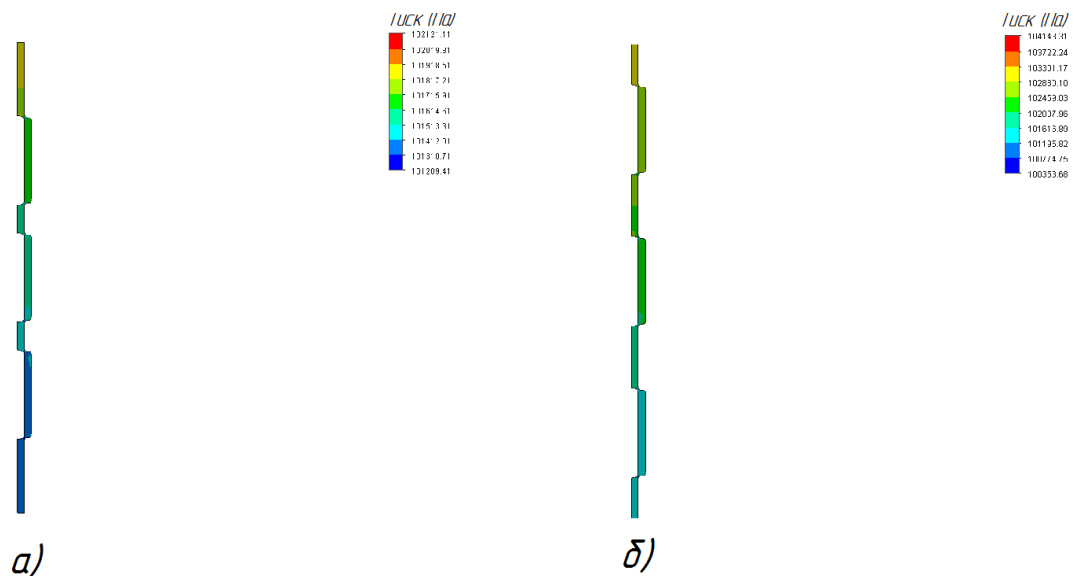


Рисунок 3.7 – Розподіл тиску по теплообмінній пластині зі спеціальною виштамповкою, крок: а) 0,035 м, б) 0,045 м

Було побудовано графіки 3.8, 3.9, 3.10 щоб визначити оптимальний крок виштамповки для значення Δt .

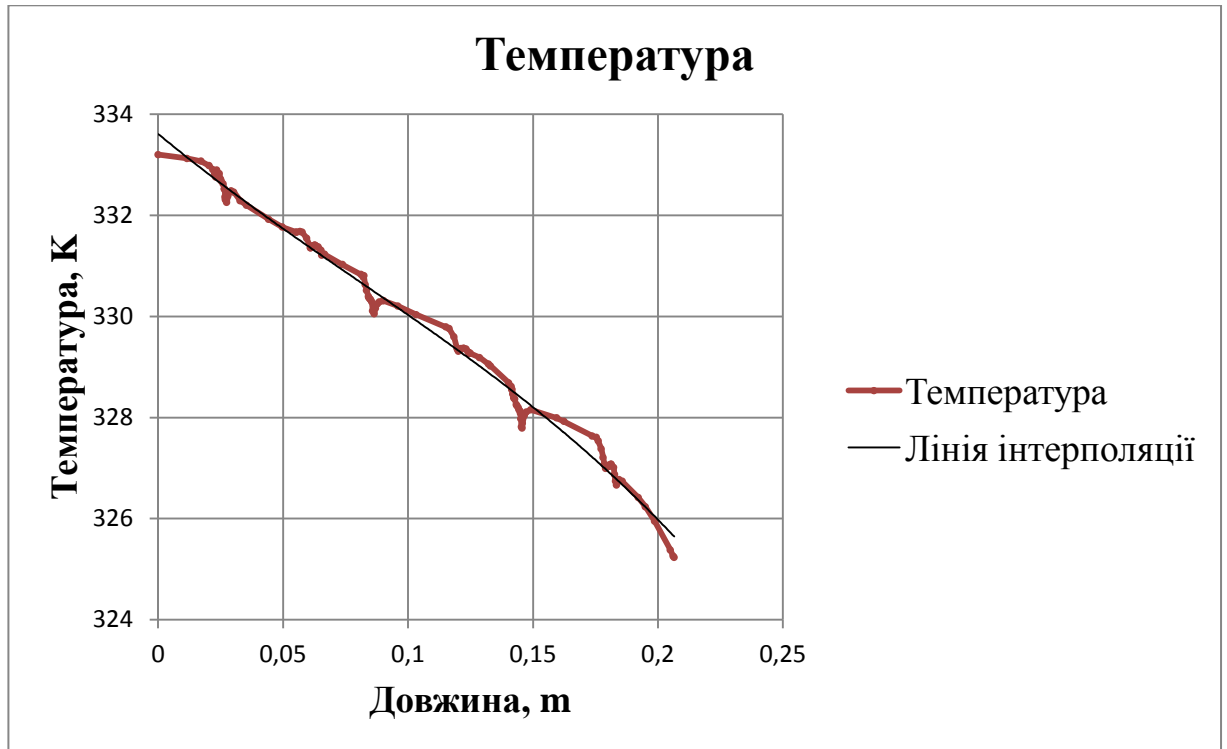


Рисунок 3.8 – Графік зміни температури по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,035 м

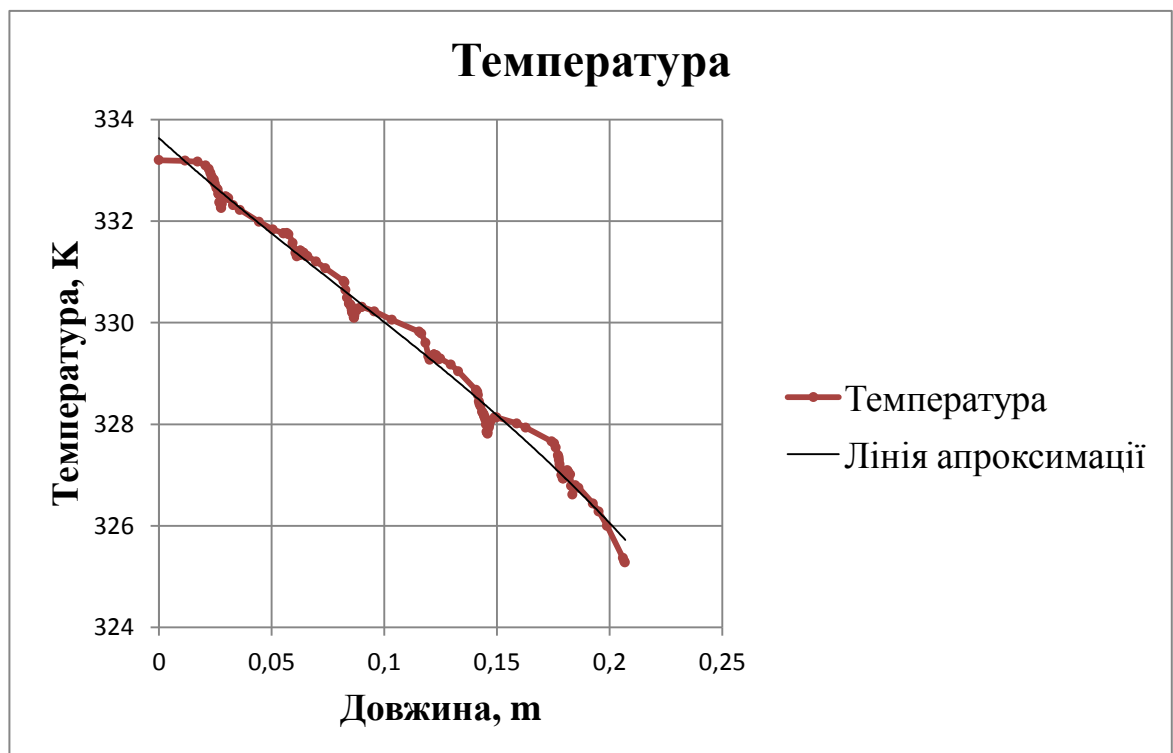


Рисунок 3.9 – Графік зміни температури по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,040 м

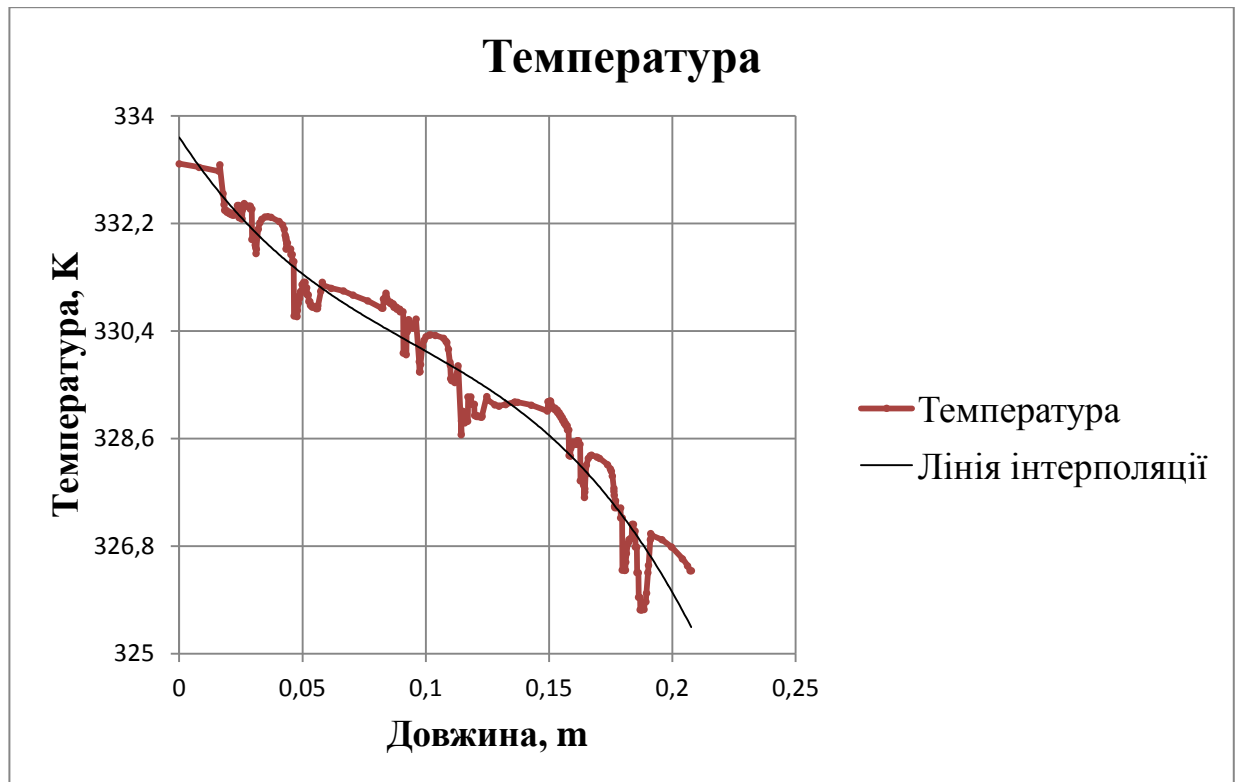


Рисунок 3.10 – Графік зміни температури по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,045 м

Для визначення оптимального кроку виштамповки для значення ΔP було побудовано графіки 3.11, 3.12, 3.13.

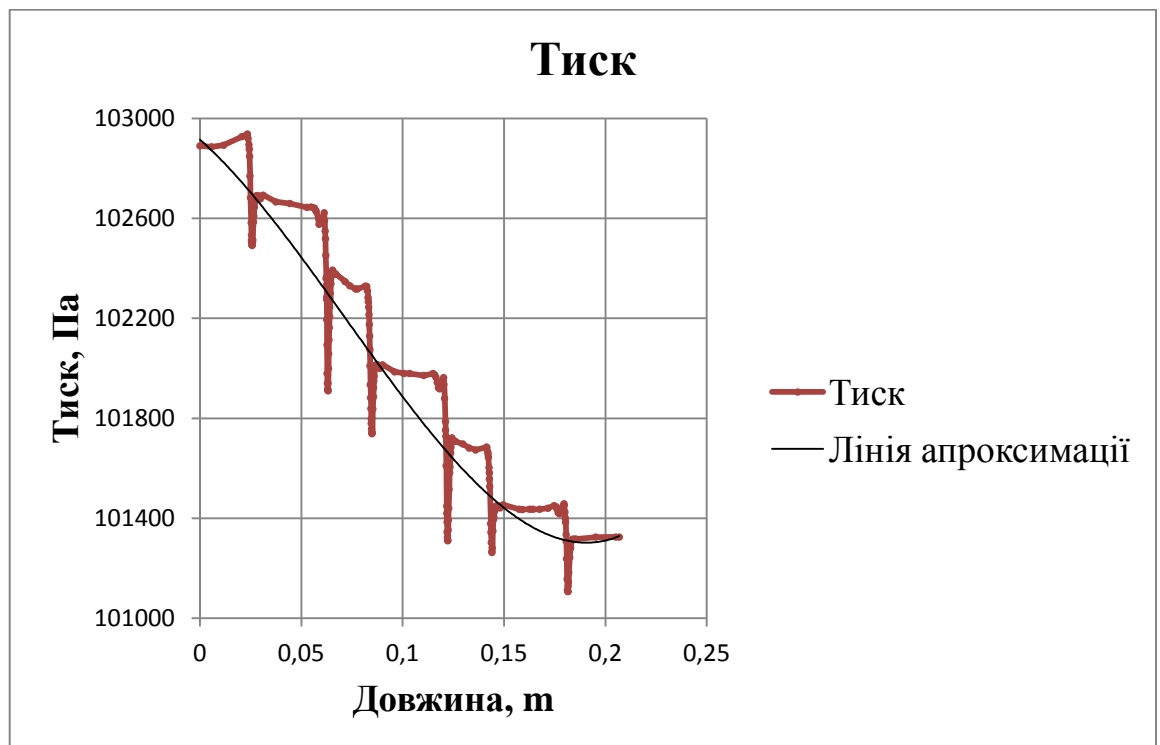


Рисунок 3.11 – Графік зміни тиску по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,035 м

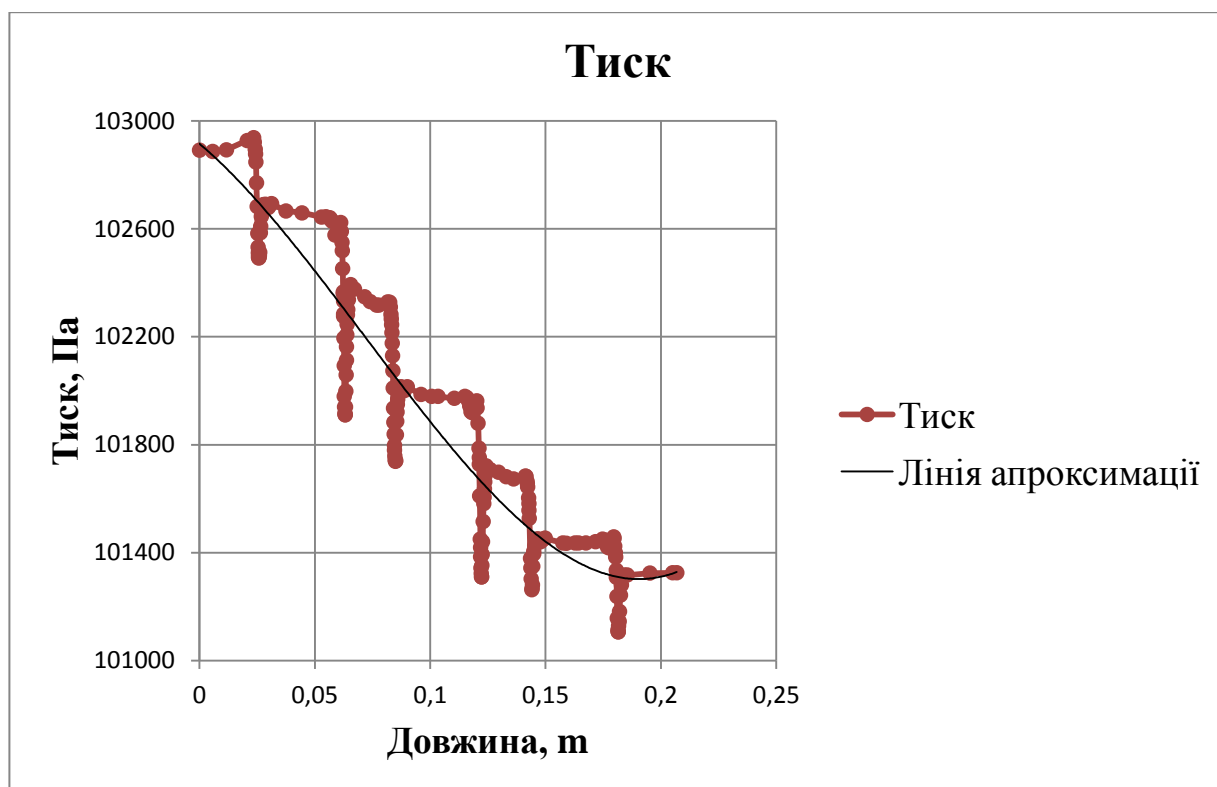


Рисунок 3.12 – Графік зміни тиску по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,040 м

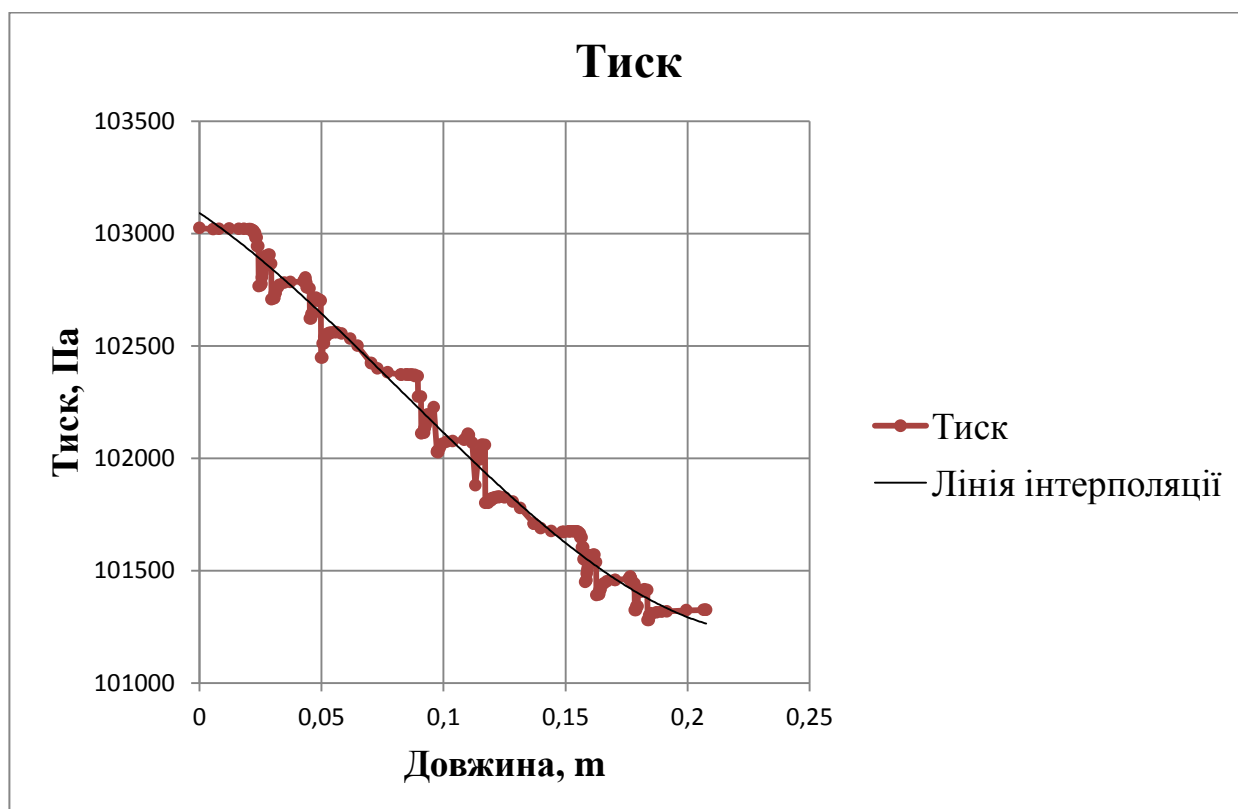


Рисунок 3.13 – Графік зміни тиску по довжині пластини в середньому перерізі для пластини кроком 0,050 м

Для порівняння отриманих даних побудовано графіки 3.14 та 3.15, які дають можливість визначити найкраще співвідношення значень Δt та ΔP .

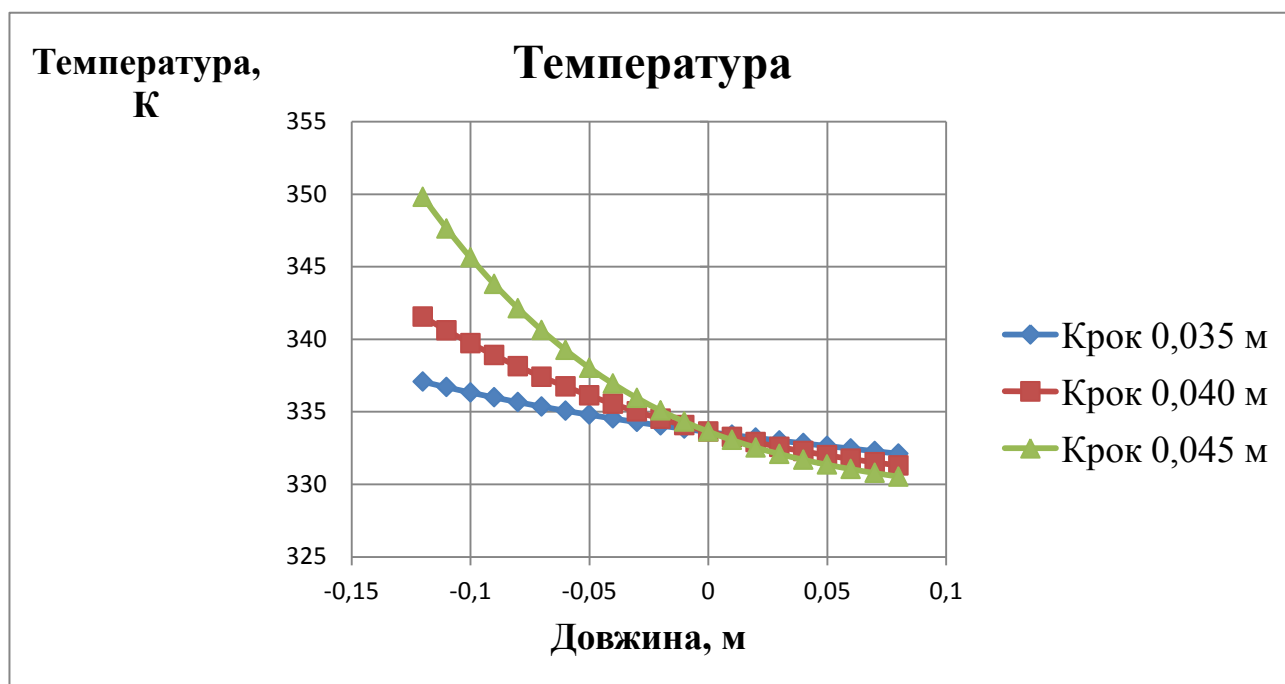


Рисунок 3.14 – Графік зміни температури по довжині пластини в середньому перерізі

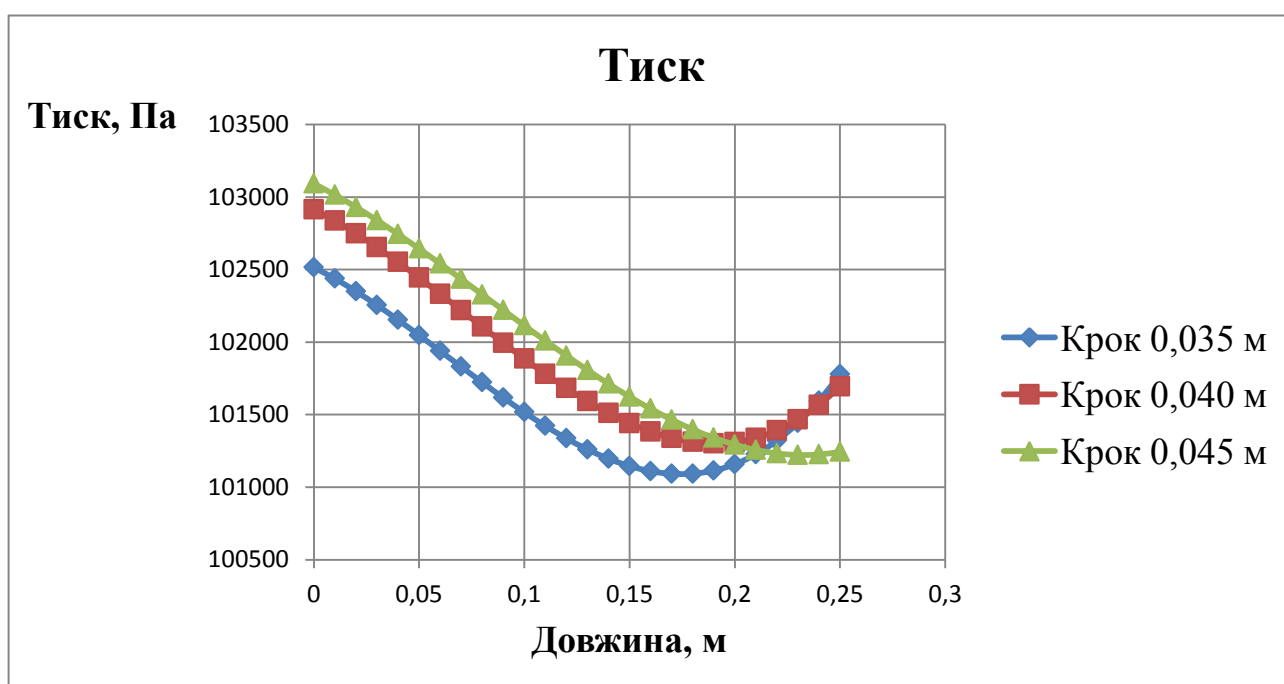


Рисунок 3.15 – Графік зміни тиску по довжині пластини в середньому перерізі

3.4 Висновки до розділу

Побудована коп'ютерна модель дає можливість пошуку оптимальних параметрів виштамповки для конкретних технологічних процесів.

Для проведених досліджень максимальна різниця температур для входу і виходу теплоносія складає 9°C для кроку 0,045 м. Зі збільшенням кроку різниця температур збільшується, але не суттєво.

Величина гідравлічного опору збільшується зі збільшенням кроку. Для кроку виштамповки 0,035 м максимальна величина тиску складає 102500 Па, для кроку виштамповки 0,040 м максимальна величина тиску 102900 Па, для кроку виштамповки 0,045 м максимальна величина тиску складає 102900 Па.

Після вивчення отриманих даних, можна обрати оптимальний крок виштамповки, який дорівнює 0,040 м. Це пояснюється тим, що саме таке виконання забезпечує достатню різницю температури та невисоке значення гідравлічного опору.

4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА ПЛАСТИНЧАСТОГО

4.1 Опис технологічного процесу

Апаратурно – технологічна схема системи генерації води очищеної представлено на рисунку 4.1.

Вода вихідна буде надходити в систему генерації води очищеної та пом'якшеної з міського трубопроводу м. Київ.

До системи генерації води очищеної будуть входити наступні вузли:

1. Насос вихідної води.
2. Фільтр з промивкою.
3. Пристрій знезараження.
4. Ємність.
5. Система пом'якшення.
6. Фільтр захисний.
7. Система ультрафільтрації.
8. Насос дозувальний.
9. Ємність дозувальна.
10. Система дозування хімічних реагентів.
11. Насос.
12. Насос.
13. Теплообмінник пластинчастий.
14. Насос дозувальний.
15. Ємність дозувальна.
16. Фільтр захисний.
17. Установка зворотного осмосу I ступеня.
18. Установка зворотного осмосу II ступеня.

Стадії допоміжних робіт, умовне позначення «ДР», включають наступне:

Стадія «ДР» - 1. Санітарно-гігієчна підготовка виробництва

Стадія «ДР» - 1.1 Підготовка приміщень до роботи;

Стадія «ДР» - 1.2 Миття й очищення устаткування;

Стадія «ДР» - 1.3 Підготовка технологічного одягу;

Стадія «ДР» - 1.4 Підготовка персоналу.

Стадії технологічних процесів, умовне позначення «ТП», включає наступне:

Стадія «ТП» - 2. Одержання води очищеної

Стадія «ТП» - 2.1 Видалення механічних домішок, дезінфекція води вихідної;

Стадія «ТП» - 2.2 Пом'якшення води;

Стадія «ТП» - 2.3 Ультрафільтраційне очищення;

Стадія «ТП» - 2.4 Очищення за допомогою двоступінчастої установки зворотного осмосу.

Далі у ємність для зберігання.

Короткий опис

З міського трубопроводу вода питна подається до насоса висхідної води Н-1. Даний насос необхідний, щоб забезпечити достатній тиск вихідної води для правильної роботи вузла генерації води пом'якшеної і кількість промивної води для періодичного промивання пом'якшувача та механічного фільтра.

Звідси до фільтру механічного з автоматичним зворотним промиванням Ф-2. Даний фільтр з градацією фільтрації 90μм оснащений модулем зворотної промивки призначений для попереднього очищення початкової води. Зворотна промивка здійснюється автоматично. Частота промивання встановлюється користувачем на панелі управління. Втрата тиску на фільтрі при номінальній витраті не більше 0,2 бар. Фільтр забезпечує безперебійне виробництво води в необхідній кількості протягом 24 годин на добу.

Далі переходить до дезінфектора UV-3 вихідної води. Дезінфектор UV пропонується для захисту води живильної, зворотний осмос від зростання бактерій. Пропонуються поставка UV - лампи з нержавіючої сталі з інтенсивністю опромінення > 400 Дж/м³.

Далі вода подається до системи пом'якшення Пм-5. 2-х колонний пом'якшувач видаляє жорсткість з живильної води. Процес пом'якшення

відбувається шляхом іонообміну Ca^{2+} і Mg^{2+} на іони Na^+ при використанні іонообмінної смоли. Іонообмінна смола періодично регенерується розчином хлориду натрію. Регенерація управляється обсягом, тобто відбувається після пом'якшення попередньо запрограмованої кількості води автоматично. Бude використана система яка складається з 2 іонообмінних колон, 2 ємкостей солянки і 2 багатофункціональних клапанів управління. Після закінчення регенерації однієї колони пом'якшувача, вона негайно починає працювати в паралельній системі з метою, щоб не виникали застійні зони води.

Проходить через фільтр захисний Ф-6 з картриджем $30\text{ }\mu\text{m}$.

Технічні дані

Тип	Aqua Big 20-1%,
Продуктивність при $\Delta p = 0,2$ бар	$9\text{ м}^3/\text{год}$,
Точність фільтрації	$30\text{ }\mu\text{m}$,
Робоча температура макс. / мін.	$30/5^\circ\text{C}$,
Тиск	6 бар.

Звідси до системи ультрафільтрації УФ-7. Система ультрафільтрації заснована на модулі, ефективністю фільтрації 200kDa . Процес ультрафільтрації заснований на періодичній зворотному промиванні “dead end”. Регулювання витрати і зворотна хімічне промивання відбуватимуться повністю в автоматичному режимі.

Ультрафільтрація - стадія призначена для захисту мембран зворотного осмосу за допомогою видалення мікродомішок, колоїдних часток, які містяться у воді, виражені як число SDI (індекс щільності зважених часток). Регулювання витрат і зворотне хімічне промивання відбуватимуться повністю в автоматичному режимі.

Після ультрафільтраційної установки, яка була описана вище вода поступає до буферної ємності Д-9.

Технічні дані

Об'єм	1500 дм^3 ,
Матеріал	поліетилен,

Діаметр/ Висота	1000/2000 мм,
Операційна макс/мін температура	30/5°C,
Термічна ізоляція	відсутня.

Насос вихідної води Н-11 необхідний, щоб забезпечити достатній тиск вихідної води для правильної роботи вузла генерації води пом'якшеної і кількість промивної води для періодичного промивання пом'якшувача і механічного фільтра.

Тип насоса	CRN 3-12,
Продуктивність	3 м ³ /год,
Робоча температура макс. / мін.	10/30°C,
Тиск	5 бар.

Вода поступає до теплообмінника пластинчастого Т-13. Теплообмінник призначений для підігріву води, яка живить установки зворотного осмосу до температури 20 ° С, що є необхідним в зимовий час.

Заключний етап установка зворотного осмосу І та ІІ ступеня.

4.2 Призначення та область застосування теплообмінника пластинчастого

Одним з основних елементів будь-якої системи тепlopостачання є теплообмінні апарати або просто теплообмінники. Пластинчасті теплообмінники належать до теплообмінників рекуперативного типу, тобто, в яких дві рідини з різними температурами рухаються в просторі розділеному твердою стінкою [9]. Вони призначені для передачі тепла від гарячого робочого середовища до холодного або навпаки, через теплообмінну поверхню.

У сучасних системах тепlopостачання на зміну традиційним кожухотрубним теплообмінникам прийшли, і практично витіснили їх, пластинчасті теплообмінники.

Основні області застосування теплообмінних апаратів:

- харчова промисловість;
- хімічне виробництво;
- фармацевтична промисловість;
- енергетична промисловість [22].

На фармацевтичних підприємствах пластинчасті теплообмінники використовуються для нагріву кислот, суспензій, плазми крові, охолодження настоїв і емульсій. У хімічній промисловості без теплообмінників неможливо охолодження кислот, сольових розчинів та інших речовин. Попит такого обладнання пояснюється широкою сферою застосування і функціональністю.

У системі генерації води очищеної використовується теплообмінник пластинчастий. Його призначення полягає у підігріві води до температури, необхідної для двоступінчастої установки зворотного осмосу, а саме до 30°C.

4.3 Обґрунтування вибору теплообмінника пластинчастого і вибір матеріалу

Пластинчастий теплообмінник складається з пакету металевих гофрованих пластин з отворами, які формують канали для двох рідин, що беруть участь в процесі теплообміну.

Необхідна кількість пластин, їх профіль і типорозмір визначаються інтенсивністю потоку, фізичними властивостями рідин, допустимими

перепадами тиску і температурою. Гофрована поверхня пластин забезпечує високу турбулентність потоків і жорсткість конструкції теплообмінника. Матеріали ущільнень підбираються з урахуванням властивостей рідин і рівня робочих температур. Теплообмінник має безклеєві кільцеві ущільнення, легко замінні [2].

До плити (рис.4.2) нерухомої 3, приєднують штанги направляючі 4,7. Встановлюють плиту прижимну 5, далі приєднують задню стійку 6, між плитами встановлюють пластини 8 з прокладками, їх затискають між плитами і фіксують за допомогою шпильок і гайок. На цьому збірку апарата завершено, далі його встановлюють в проектне положення.

Рідини, які беруть участь в процесі теплопередачі, надходять в теплообмінник через входні патрубки. Ущільнення, встановлені спеціальним чином, забезпечують розподіл рідин по відповідним каналам, виключаючи можливість змішування потоків. Гофрована поверхня пластин забезпечує формування каналів, високу турбулентність потоку і механічну міцність пакету пластин. Тепло від однієї рідини до іншої передається через пластини, а повністю протиточна або при необхідності паралельна схема руху теплоносіїв дозволяє домогтися максимальної ефективності теплопередачі.

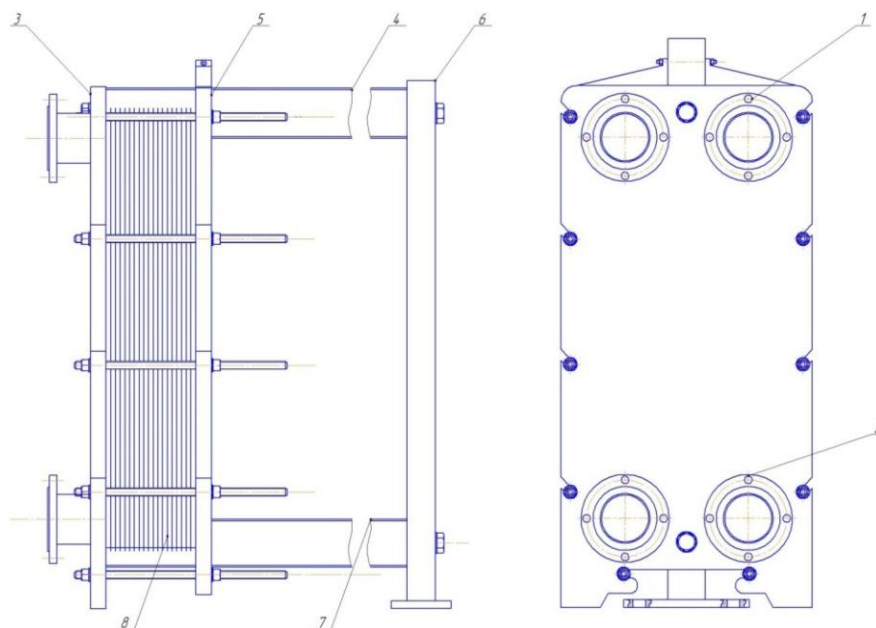


Рисунок 4.2 - Схема пластинчастого теплообмінного апарату

1, 2 – штуцер; 3 – плита нерухома; 4, 7 – штанга направляюча;
5 – плита прижимна; 6 – задня стійка; 8 – теплообмінна пластина.

Конструктивно пластинчатий теплообмінник представляє собою пакет гофрованих штампованих пластин і прокладок, встановлених в спеціальну раму і стягнутий різьбовими шпильками до заданого розміру який забезпечує необхідну герметичність. Така конструкція теплообмінника забезпечує ефективну компоновку поверхні і, відповідно, малі габарити самого апарату[5].

Пластини, стягнуті в пакет, забезпечують взаємну опору в точках контактів, що дозволяє порівняно тонким пластинам стабільно працювати при великому тиску. Кожна пластина омивається двома робочими середовищами: з одної сторони – охолоджуючим, а з іншої – тим, що нагріває, у результаті чого між середовищами відбувається теплообмін. Середовища протікають поперек гофрів, турбулізуються, що сприяє інтенсифікації теплообміну.

Теплообмінні пластини мають по контуру паз, в якому закріплена ущільнююча прокладка з термостійкої гуми. Прокладки легко монтуються на пластину без клейовим способом за допомогою спеціальних затискачів. Розміщення патрубків для введення і відведення середовищ можливо як на опорній, так і притискній плитах. Пластини виготовляються з харчової нержавіючої хромованої сталі феритного класу 15Х25Т за ГОСТ 5582-75, а прокладки з гумової суміші харчового призначення ИР-79 за ТР 51-20-617, з максимальною робочою температурою до 100 °С [7].

Існує можливість заміни стандартної пластини на пластину виду представленій на рисунку 4.3.

Задача інтенсифікації процесу теплообміну вирішується тим, що в пластинчастому теплообміннику, який виконаний у вигляді пакета паралельно розташованих теплообмінних пластин та ущільнювальних прокладок, при цьому кожна пластина має круглі отвори в кутових її частинах для підведення та відведення теплоносіїв, новим є те, що пластина має виштамповки круглої форми зі впадинами та виступами.

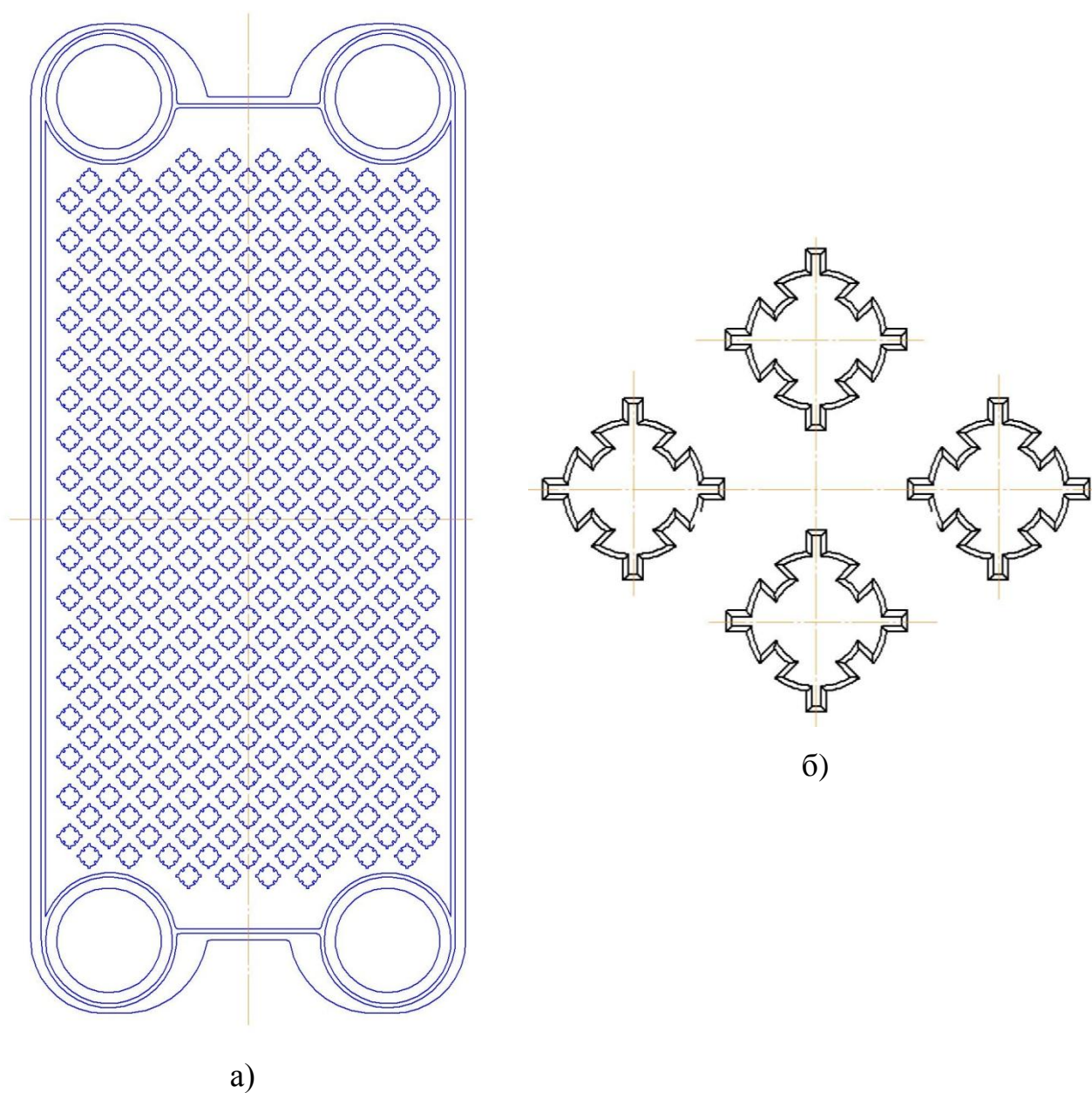


Рисунок 4.3 - Пластина теплообмінна зі спеціальною виштамповкою

а) - пластина теплообмінна, б) – розташування фігур ви штамповки

Таке виконання забезпечує турбулізацію потоку теплоносія і інтенсифікує тим самим процес теплообміну.

4.4 Технічна характеристика теплообмінника пластинчастого

Апарат призначений для нагріву води очищеної

1. Поверхня теплообміну м^2 :	10.
2. Робочий тиск, МПа:	0,1.
3. Середовище в апараті:	
вода холодна;	
вода гаряча.	
4. Середовище в апараті корозійне.	
5. Температура середовища, $^{\circ}\text{C}$:	
вода холодна:	
на вході	10;
на виході	30;
вода гаряча:	
на вході	40;
на виході	20;
6. Тип пластин:	AQ3-B (AISI).
7. Кількість пластин, шт.:	50.
8. Матеріал пластини	A268TP446 (AISI).
9. Габаритні розміри, мм:	
висота	965;
ширина	400;
довжина	640.
10. Маса апарата, кг:	440.

Теплообмінник компонується з пластин типу AQ3-B. Геометричні розміри пластини:

площа поверхні теплообміну пластини:	$F_1 = 0,2 \text{ м}^2$
еквівалентний діаметр каналу:	$d_e = 0,0088 \text{ м}^2$;
площа поперечного перерізу каналу:	$f_1 = 0,00178 \text{ м}^2$.

4.5. Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції

4.5.1 Тепловий розрахунок

Даний розрахунок виконаний за методикою представленою в [22]:

1. Визначення теплового навантаження:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t'_1 - t'_2) = 6 \cdot 4190 \cdot (40 - 20) = 502\,800 \text{ Вт} = 0,5 \text{ МВт.}$$

2. Витрата води холодної:

$$G_2 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t'_2 - t'_1)} = \frac{502800}{4190 \cdot (30 - 10)} = 6 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

3. Середній температурний напір:

$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= 30^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = 10^\circ\text{C}; \\ \Delta t_{cp} &= \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{30 - 10}{\ln \frac{30}{10}} = 18^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

4. Швидкість руху рідини в каналах теплообмінного апарату, для орієнтовного розрахунку швидкості приймемо:

$$K = 1\,830 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}; \quad \xi'_1 = 1,50,$$

де K – коефіцієнт теплопередачі; ξ – коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу, тоді:

$$\begin{aligned} W_1 &= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot \Delta t_{cp} \cdot \Delta P_1}{c_1 \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \rho_1^2 \cdot \xi'_1}} = \\ &= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1\,830 \cdot 18 \cdot 120\,000}{4190 \cdot (40 - 30) \cdot 998^2 \cdot 1,50}} = 0,800 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \end{aligned}$$

Де K – коефіцієнт теплопередачі, ΔP_1 – гідравлічний опір пластин.

5. Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_e}{\nu_1} = \frac{0,800 \cdot 0,008}{0,000001} = 6\,400.$$

6. Перевіряємо прийняте значення коефіцієнта загального гідродинамічного опору:

$$\xi_1 = \frac{15}{Re_1^{0,25}} = \frac{15}{6400^{0,25}} = 1,6.$$

Відмінність отриманого значення ξ_1 від прийнятого для розрахунку не більше 5% , тому перерахунок швидкості не потрібний.

7. Значення критеріїв Прандтля для рідини:

при $\bar{t}_1 = 20^\circ\text{C}$

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \nu_1 \cdot \rho_1}{\lambda_1} = \frac{4190 \cdot 0,000001 \cdot 998}{0,599} = 6,98;$$

при $t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (t'_2 + t''_2) = 30^\circ\text{C}$

$$Pr_{\text{ст}1} = 5,42.$$

8. Критерій Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,1 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст}1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,1 \cdot 6400^{0,73} \cdot 6,98^{0,33} \cdot \left(\frac{6,98}{5,42} \right)^{0,25} = 156, \end{aligned}$$

9. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{156 \cdot 0,599}{0,008} = 11\,696 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

10. Швидкість руху води в каналах теплообмінного апарату:
для розрахунку швидкості прийmemo:

$$K = 1\,830 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}; \xi'_2 = 1,5,$$

тоді:

$$\begin{aligned} W_2 &= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot \Delta t_{cp} \cdot \Delta P_2}{c_2 \cdot (t''_2 - t'_2) \cdot \rho_2^2 \cdot \xi'_1}} = \\ &= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1\,830 \cdot 18 \cdot 120\,000}{4180 \cdot (30 - 20) \cdot 996^2 \cdot 1,5}} = 0,800 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \end{aligned}$$

11. Критерій Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_1} = \frac{0,800 \cdot 0,008}{0,000001} = 6\,400.$$

12. Перевіряємо прийняте значення коефіцієнта загального гідродинамічного опору:

$$\xi_2 = \frac{15}{Re_2^{0,25}} = \frac{15}{6400^{0,25}} = 1,68.$$

Відмінність отриманого значення ξ_1 , від прийнятого для розрахунку, не більше 5%, тому перерахунок швидкості не потрібний [27].

13. Значення критеріїв Прандтля для води:

при $\bar{t}_2 = 30\text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_2 = 6,98;$$

при $\bar{t}_{ст2} = 10\text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{ст2} = 9,52.$$

14. Критерій Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 6400^{0,73} \cdot 6,98^{0,43} \cdot \left(\frac{6,98}{9,52} \right)^{0,25} = 173. \end{aligned}$$

15. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{173 \cdot 0,618}{0,008} = 13\,364 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

16. Коефіцієнт теплопередачі в апараті:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{11696} + \frac{0,001}{17} + \frac{1}{13364}} = \frac{1}{0,000219} = 4\,566 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

11. Площа поверхні теплообміну апарата:

$$F_a = \frac{Q}{K_{ст} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{502\,800}{4109 \cdot 20} = 6,1 \text{ м}^2,$$

$$\text{де } K_{ст} = K \cdot \varphi = 4566 \cdot 0,9 = 4109 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \varphi = 0,9.$$

Відповідно до наведених розрахунків, для проведення виробничого процесу необхідна площа поверхні теплообміну $F_a = 10 \text{ м}^2$, яку ми обираємо зі стандартних пластин(типу AQ3-B, площа поверхні теплообміну пластини $F_1 = 0,2 \text{ м}^2$) [24].

12. Розрахунок для розробленої інноваційної конструкції теплообмінника пластинчастого за допомогою програмного забезпечення Solidworks.

Кількість теплоти, що передається через дослідну частинку зі спеціальною виштамповкою:

$$Q_{\text{час}} = W_1 \cdot F_{\text{час}} \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) \cdot c \cdot \rho,$$

де W - швидкість руху води в каналах, $W_1 = 0,3 \text{ м/с}$, $F_{\text{час}}$ - площа частини виштамповки, $F_{\text{час}} = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, температура теплоносія на вході $t_{\text{вх}} = 60^\circ\text{C}$, та на виході $t_{\text{вих}} = 46^\circ\text{C}$.

$$Q_{\text{час}} = 0,3 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3} \cdot (60 - 46) \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot 998 = 6338 \text{ Вт.}$$

Тоді коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою:

$$K_{\text{час}} = \frac{Q_{\text{час}}}{F_{\text{час}} \cdot \Delta t},$$

де площа частини виштамповки $F_{\text{час}} = 0,015 \text{ м}^2$,

різниця температур $\Delta t = 40^\circ\text{C}$,

$$K_{\text{час}} = \frac{6338}{2 \cdot 0,015 \cdot 40} = 5281,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначення теплового навантаження:

$$Q_{\text{теп}} = G \cdot c \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}),$$

$$Q_{\text{теп}} = 6 \cdot 4190 \cdot (40 - 20) = 502800 \text{ Вт.}$$

Площа поверхні теплообміну апарата:

$$F_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{теп}}}{K_{\text{час}} \cdot \Delta t},$$

$$F_{\text{д}} = \frac{502800}{5281,67 \cdot 20} = 4,75 \text{ м}^2.$$

Порівнявши площу поверхні теплообміну теплообмінного апарату стандартного ряду з площею поверхні теплообміну інноваційної конструкції теплообмінника пластинчастого, можна сказати, що за рахунок виштамповки було досягнуто зменшення площі поверхні теплообміну апарату.

4.5.2 Конструктивний розрахунок

Конструктивний розрахунок теплообмінника проводиться з метою визначення компоновки пакета пластин і перевірки площі поверхні теплообміну при обраній компоновці. Даний розрахунок наведений в Барановский Н.В. «Пластинчатые и спиральные теплообменники» [22].

1. Площа поперечного перерізу пакету:

$$f_{\Pi} = \frac{V_1}{3600 \cdot W_1} = \frac{6}{3600 \cdot 0,800} = 0,0208 \text{ м}^2;$$

2. Число каналів в одному пакеті:

$$m = \frac{f_{\Pi}}{f_1} = \frac{0,0208}{0,00178} = 11,68,$$

3. Число пластин в пакеті:

$$n = 2 \cdot m = 2 \cdot 11,82 = 23,37;$$

прийmemo $n = 24$.

4. Площа поверхні теплообміну одного пакету:

$$F_{\Pi} = F_1 \cdot n = 0,2 \cdot 24 = 4,8 \text{ м}^2;$$

5. Число пакетів (ходів) в апараті:

$$X = \frac{F_a}{F_{\Pi}} = \frac{10}{4,8} = 2,$$

прийmemo $X = 2$.

6. Розрахункова кількість пластин:

$$n_a = \frac{F_a}{F_1} = \frac{10}{0,2} = 50,$$

приймаємо число пластин $n_a = 50$.

7. Схема компоновки пластин в апараті при $n_a = 50$ та $X_1 = 2$:

$$C = \frac{\overline{12 + 12}}{13 + 13}.$$

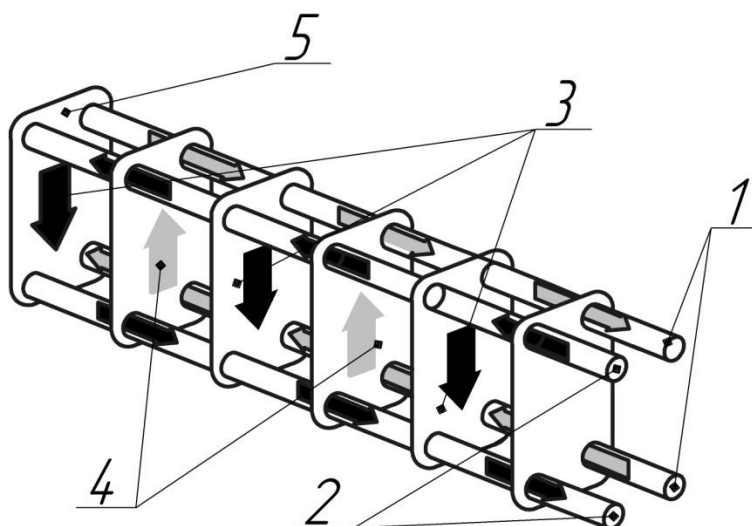


Рисунок 4.4 - Схема руху робочих середовищ в апараті. 1 – гарячий теплоносіє; 2 – холодний теплоносіє; 3 – канали для холодного теплоносія; 4 – канали для гарячого теплоносія; 5 кінцева пластина [28].

8. Фактична площа поперечного перерізу пакетів:

$$f_{\Pi_1} = f_1 \cdot m_1 = 0,00176 \cdot 12 = 211 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$f_{\Pi_2} = f_2 \cdot m_2 = 0,00176 \cdot 12 = 211 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

9. Фактична швидкість руху суспензії і води в каналах:

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_{\Pi_1}} = \frac{6}{998 \cdot 0,02} = 0,300 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_{\Pi_2}} = \frac{6}{996 \cdot 0,02} = 0,300 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

10. Перевіримо величину обраної поверхні теплообміну при фактичних швидкостях робочих середовищ:

– критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_e}{\nu_1} = \frac{0,300 \cdot 0,0088}{0,000001} = 2\,640;$$

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_2} = \frac{0,300 \cdot 0,0088}{0,000001} = 2\,640;$$

– критерій Нуссельта (при $Pr_{ct1} = 5,42, Pr_{ct2} = 9,52$):

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct1}}\right)^{0,25} =$$

$$= 0,135 \cdot 2640^{0,73} \cdot 6,98^{0,43} \cdot \left(\frac{6,6}{5,42}\right)^{0,25} = 103;$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}}\right)^{0,25} =$$

$$= 0,135 \cdot 640^{0,73} \cdot 6,98^{0,43} \cdot \left(\frac{6,8}{9,52}\right)^{0,25} = 90;$$

– коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{103 \cdot 0,599}{88 \cdot 10^{-4}} = 7\,011 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}};$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{90 \cdot 0,618}{88 \cdot 10^{-4}} = 6\,320 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

– коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7011} + \frac{0,001}{17} + \frac{1}{6320}} = \frac{1}{0,000359} = 2\,786 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

– площа поверхні теплообміну:

$$F_a = \frac{Q}{K_{ct} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{502\,800}{2789 \cdot 20} = 9 \text{ м}^2,$$

Обраний теплообмінник ($F_a = 10 \text{ м}^2$), задовольняє необхідні умови [25].

4.5.3 Гідромеханічний розрахунок

Даний розрахунок виконано за методикою представлено в [42].

1. З попередніх розрахунків маємо:

$$W_1 = 0,300 \frac{\text{м}}{\text{с}}; W_2 = 0,300 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$Re_1 = 2640; Re_2 = 2640.$$

2. Коефіцієнти загального гідравлічного опору каналу:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re_1^{0,25}} = \frac{22,4}{2640^{0,25}} = 3,125;$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re_2^{0,25}} = \frac{22,4}{2640^{0,25}} = 3,125.$$

3. Гідравлічний опір пакетів пластин:

$$\Delta P_1 = \xi_1 \cdot \frac{L_n}{d_e} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} = 3,19 \cdot \frac{0,518}{88 \cdot 10^{-4}} \cdot 998 \cdot \frac{0,300^2}{2} = 8433 \text{ Па};$$

$$\Delta P_2 = \xi_2 \cdot \frac{L_n}{d_e} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} = 3,19 \cdot \frac{0,518}{88 \cdot 10^{-4}} \cdot 996 \cdot \frac{0,300^2}{2} = 8416 \text{ Па}.$$

5. Необхідний напір насосу:

$$H_1 = \frac{\Delta P_1}{\rho_1 \cdot g} = \frac{8433}{998 \cdot 9,81} = 0,86 \text{ м};$$

$$H_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g} = \frac{8416}{996 \cdot 9,81} = 0,86 \text{ м}.$$

6. Об'ємна секундна витрата:

$$Q_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{6}{998} = 0,006 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$Q_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{6}{996} = 0,006 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

7. Корисна потужність, що затрачується на переміщення теплоносіїв:

$$N_{\Pi_1} = \rho_1 \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1 = 998 \cdot 9,81 \cdot 0,006 \cdot 0,86 = 50,52 \text{ Вт};$$

$$N_{\Pi_2} = \rho_2 \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2 = 996 \cdot 9,81 \cdot 0,006 \cdot 0,86 = 50,42 \text{ Вт}.$$

8. Потужність, яку повинен розвивати електродвигун насоса при установленому режимі роботи ($\eta_{н1} = 0,86$ – к.к.д. насоса $\eta_{п1} = 0,89$ – к.к.д. передачі від електродвигуна до насоса):

$$N_{дв1} = \frac{N_{п1}}{\eta_{н1} \cdot \eta_{п1}} = \frac{50,52}{0,86 \cdot 0,89} = 66 \text{ Вт};$$

$$N_{дв2} = \frac{N_{п2}}{\eta_{н1} \cdot \eta_{п1}} = \frac{50,42}{0,86 \cdot 0,89} = 65,87 \text{ Вт.}$$

9. Потужність, яку споживає двигун від мережі при $\eta_{дв} = 0,7$:

$$N_1 = \frac{N_{дв1}}{\eta_{дв1}} = \frac{66}{0,7} = 94 \text{ Вт};$$

$$N_2 = \frac{N_{дв2}}{\eta_{дв1}} = \frac{65,87}{0,7} = 94,10 \text{ Вт.}$$

10. Враховуючі коефіцієнт запасу потужності $\beta = 1,5$ встановимо двигун потужністю:

$$N_{уст1} = N_1 \cdot \beta = 94 \cdot 1,5 = 141 \text{ Вт} = 0,141 \text{ кВт};$$

$$N_{уст2} = N_2 \cdot \beta = 94,10 \cdot 1,5 = 141 \text{ Вт} = 0,141 \text{ кВт.}$$

Встановлюємо центробіжний герметичний електронасос марки ЦГ 25/50 з наступною характеристикою: продуктивність $25 \text{ м}^3/\text{год}$; напор 50 м ; к.к.д. насоса $0,86$, номінальної потужності 14 кВт , $\eta_{дв1} = 0,7$, частотою обертання валу $n=3000 \text{ об/хв.}$ [8, таблиця 3.1].

4.5.4 Розрахунок фланця

Даний розрахунок наведений у [11].

Для з'єднання труб обираємо плоскі фланці (рис. 3). Такі фланці можуть використовуватись для з'єднання при тиску до 1,6 МПа. Для ущільнення фланцевого з'єднання використовуємо паранітову прокладку ГОСТ 481-80, яка забезпечує герметичність при тиску $P \leq 2,5 \text{ МПа}$ та температурі до $+150^\circ\text{C}$.

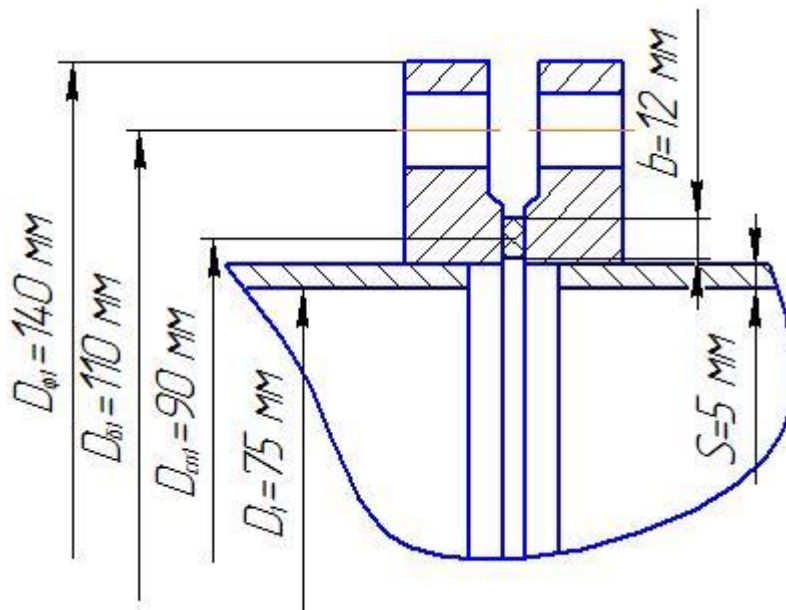


Рисунок 4.5 - Фланцеві з'єднання

Діаметр болтової окружності:

$$D_6 \geq D + 2(2s + d_6 + u) = 0,075 + 2(2 \cdot 0,006 + 0,022 + 0,002) = 0,21 \text{ м},$$

де d_6 - діаметр болтів, приймаємо $d_6 = 22 \text{ мм}$;

D - внутрішній діаметр теплообмінної труби, $D = 75 \text{ мм}$;

u - нормативний зазор, $u = 2 \text{ мм}$.

Приймаємо $D_6 = 245 \text{ мм}$ [9].

Зовнішній діаметр фланця:

$$D_{\phi} \geq D_6 + a = 0,245 + 0,035 = 0,28 \text{ м},$$

де a - конструктивний додаток до розміру болтів, $a = 35 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{\text{нп}} = D_6 + e' = 0,245 - 0,05 = 0,195 \text{ м},$$

де e' - нормативний параметр, $e' = 50 \text{ мм}$.

Середній діаметр прокладки:

$$D_{\text{сп}} = D_{\text{нп}} - b_{\text{п}} = 0,195 - 0,012 = 0,183 \text{ м},$$

де $b_{\text{п}}$ – ширина прокладки.

Кількість болтів для забезпечення герметичності:

$$n \geq \frac{\pi \cdot D_{\text{б}}}{t_{\text{ш}}} = \frac{3,14 \cdot 0,245}{3,8 \cdot 0,022} = 9,02,$$

де $t_{\text{ш}} = (3,0 \dots 3,8)d_{\text{б}}$ – рекомендований крок розміщення болтів.

Приймаємо $n = 10$ шт.

За ДСТУ ГОСТ 12820:2008 обираємо фланці з наступними характеристиками:

- внутрішній діаметр штуцера: $D = 150 \text{ мм};$
- діаметр фланця: $D_{\text{ф}} = 280 \text{ мм};$
- діаметр болтової окружності: $D_{\text{б}} = 245 \text{ мм};$
- діаметр отворів під болт: $d_{\text{б}} = 23 \text{ мм};$
- кількість болтів: $n = 10 \text{ шт};$
- висота фланця: $h_{\text{ф}} = 30 \text{ мм};$
- маса фланця: $m = 7,36 \text{ кг}.$

Висота болта, що не забезпечить згвинчування з гайкою:

$$l_{\text{бо}} = 2(h_{\text{ф}} + h_{\text{п}}) = 2 \cdot (0,030 + 0,003) = 0,033 \text{ м},$$

де $h_{\text{п}}$ – висота прокладки, $h_{\text{п}} = 3 \text{ мм}.$

Розрахункова довжина болта:

$$l_{\text{б}} = l_{\text{бо}} + 0,28d_{\text{б}} = 0,033 + 0,28 \cdot 0,022 = 0,03916 \text{ м}.$$

Приймаємо довжину болта:

$$l_{\text{б}} = 40 \text{ мм}.$$

Розрахунок навантажень, що діють на фланцеве з'єднання.

Рівнодіюча внутрішнього тиску:

$$F_{\text{д}} = \frac{P\pi D_{\text{сп}}^2}{4} = \frac{0,45 \cdot 3,14 \cdot 0,183^2}{4} = 7,8 \text{ кН},$$

де P - прийнятий внутрішній тиск штуцери, $P = 0,45$ МПа.

Реакція прокладки [20]:

$$R_{\pi} = \pi D k_{\pi} b_0 P = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 2,5 \cdot 0,012 \cdot 0,45 = 4,2 \text{ кН},$$

де k_{π} – прокладочний коефіцієнт, для прокладки з параніту, $k_{\pi} = 2,5$;

b_0 – ефективна ширина прокладки, $b_0 = b_{\pi} = 0,012$ м [33].

Піддатливість прокладки:

$$y_{\pi} = \frac{k_{\pi} h_{\pi}}{E_{\pi} \pi D_{\text{сп}} b_{\pi}} = \frac{1 \cdot 0,003}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,183 \cdot 0,012} = 2,17 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{МН}},$$

де k_{π} - коефіцієнт обтискання прокладки, $k_{\pi} = 1$; E_{π} - модуль Юнга для паронітової прокладки, $E_{\pi} = 2000$ МПа.

Піддатливість болтів:

$$y_{\phi} = \frac{l_{\phi}}{E_{\phi} f_{\phi} n_{\phi}} = \frac{0,04}{1,87 \cdot 10^5 \cdot 303 \cdot 10^{-6} \cdot 10} = 7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}}{\text{МН}},$$

де E_{ϕ} - модуль Юнга для болтів зі Ст 3сп, $E_{\phi} = 1,87 \cdot 10^5$ МПа [ДСТУ 2651:2005];

f_{ϕ} - площа поперечного перерізу болта, приймається по діаметру,

$f_{\phi} = 303 \text{ мм}^2$.

Піддатливість фланців [31]:

$$y_{\phi} = \frac{(1 - \nu_2(1 + 0,9\lambda_{\phi}))\psi_2}{h_{\phi}^3 E_{\phi}} =$$

$$= \frac{(1 - 0,05 \cdot (1 + 0,9 \cdot 1)) \cdot 3,3}{0,03^3 \cdot 2,02 \cdot 10^5} = 0,016 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МН}}.$$

де E_{ϕ} - модуль Юнга для фланців із сталі марки 15Х25Т, $E_{\phi} = 2,02 \cdot 10^5$ МПа;

$\psi_1, \psi_2, \nu, \lambda_{\phi}$ - конструктивні коефіцієнти, які визначаються з формул:

$$\psi_1 = 1,281 \cdot \ln \frac{D_{\phi}}{D} = 1,281 \cdot \ln \frac{280}{150} = 0,79; \quad \psi_2 = \frac{D_{\phi} + D}{D_{\phi} - D} = \frac{280 + 150}{280 - 150} = 3,3;$$

$$\lambda_{\phi} = \frac{h_{\phi}}{\sqrt{D \cdot S}} = \frac{30}{\sqrt{150 \cdot 6}} = 1;$$

$$v = \left[1 + 0,92\lambda_{\phi} \left(1 + \frac{\psi_1 h_{\phi}^2}{s^2} \right) \right]^{-1} =$$

$$= \left[1 + 0,92 \cdot 1 \cdot \left(1 + \frac{0,79 \cdot 30^2}{6^2} \right) \right]^{-1} = 0,05.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k_{\text{ж}} = \frac{y_{\phi} + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\phi} - D - s) \cdot (D_{\phi} - D_{\text{сп}})}{y_{\text{п}} + y_{\phi} + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\phi} - D_{\text{сп}})^2} =$$

$$= \frac{7 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,016 \cdot (245 - 150 - 6) \cdot (245 - 183) \cdot 10^{-3}}{2,17 \cdot 10^{-4} + 7 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,016 \cdot (245 - 183)^2 \cdot 10^{-6}} = 0,359.$$

Зусилля від температурних деформацій:

$$F_t = \frac{y_{\phi} \cdot n_{\phi} \cdot f_{\phi} \cdot E_{\phi} \cdot (\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} - \alpha_{\phi} \cdot t_{\phi})}{y_{\phi} + y_{\text{п}} + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\phi} - D_{\text{сп}})} =$$

$$= \frac{7 \cdot 10^{-5} \cdot 10 \cdot 303 \cdot 10^{-6} \cdot 1,87 \cdot 10^5 \cdot (17 \cdot 10^{-6} \cdot 19,2 - 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 17)}{7 \cdot 10^{-5} + 2,17 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,016 \cdot (245 - 183) \cdot 10^{-3}} =$$

$$= 22 \text{ кН},$$

де $\alpha_{\phi}, \alpha_{\phi}$ - коефіцієнти температурного розширення відповідно фланців і болтів, $\alpha_{\phi} = 17 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{\phi} = 12,5 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$; t_{ϕ}, t_{ϕ} - температури відповідно фланців і болтів, $t_{\phi} = 0,96t = 0,96 \cdot 20 = 19,2^{\circ}\text{C}$, $t_{\phi} = 0,85t = 0,85 \cdot 20 = 17^{\circ}\text{C}$.

Зусилля в болтах в умовах монтажу [29]:

$$F_{\phi 1} = \max \left\{ \begin{array}{l} k_{\text{ж}} \cdot F_{\text{д}} + R_{\text{п}} \\ \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q \\ 0,4 \cdot [\sigma]_{\text{в}}^{20} \cdot n_{\phi} \cdot f_{\phi} \end{array} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} 0,359 \cdot 7,8 + 4,2 = 7 \text{ кН} \\ 3,14 \cdot 0,183 \cdot 0,012 \cdot 20 \cdot 10^3 = 137 \text{ кН} \\ 0,4 \cdot 140 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 303 \cdot 10^{-6} = 169 \text{ кН} \end{array} \right\} = 169 \text{ кН},$$

де q - зусилля герметизації, для паронітової прокладки $q = 20 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{\phi}^{20}$ - граничне напруження в болтах при температурі 20°C , $[\sigma]_{\phi}^{20} = 140 \text{ МПа}$.

Зусилля в болтах в робочих умовах:

$$F_{62} = F_{61} + (1 - k_{\text{ж}})F_{\text{д}} + F_t = 169 + (1 - 0,359) \cdot 7,8 - 22 = 152 \text{ кН.}$$

Приведений вигинаючий момент:

$$\begin{aligned} M_0 &= \max \left\{ \begin{aligned} &0,5(D_6 - D_{\text{сп}})F_{61_2} \\ &\left[0,5(D_6 - D_{\text{сп}})F_{62} + (D_{\text{сп}} - D - s)F_{\text{д}} \frac{[\sigma]_{\phi}^{20}}{[\sigma]_{\phi}} \right] \end{aligned} \right\} = \\ &= \max \left\{ \begin{aligned} &0,5(0,245 - 0,183) \cdot 169 \\ &\left[0,5(0,245 - 0,183) \cdot 68 + (0,183 - 0,15 - 0,006) \cdot 7,8 \cdot \frac{160}{151} \right] \end{aligned} \right\} = \\ &= \max \left\{ \begin{aligned} &5,24 \text{ кНм} \\ &21 \text{ кНм} \end{aligned} \right\} = 21 \text{ кНм,} \end{aligned}$$

де $[\sigma]_{\phi}^{20}, [\sigma]_{\phi}$ - граничні напруження для фланців, відповідно для 23°C та 70°C

$$[\sigma]_{\phi}^{20} = 160 \text{ МПа, } [\sigma]_{\phi} = 151 \text{ МПа}$$

Умова міцності болтів при монтажу:

$$\frac{F_{61}}{n_6 f_6} \leq [\sigma]_6^{20} \Rightarrow \frac{0,169}{10 \cdot 303 \cdot 10^{-6}} = 55,7 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа,}$$

умова виконується.

Перевірка міцності болтів в робочих умовах:

$$\frac{F_{62}}{n_6 f_6} \leq [\sigma]_6^{20} \Rightarrow \frac{0,152}{10 \cdot 303 \cdot 10^{-6}} = 50 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа,}$$

умова виконується.

Умова міцності прокладки:

$$\frac{F_{6 \text{ max}}}{\pi D_{\text{сп}} b_0} \leq [P]_{\text{пр}} \Rightarrow \frac{0,169}{3,14 \cdot 0,183 \cdot 0,012} = 24,5 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа,}$$

де $[P]_{\text{пр}}$ - допустимий тиск, для паранітової прокладки $[P]_{\text{пр}} = 130 \text{ МПа}$;

$F_{6 \text{ max}}$ - найбільше зусилля в болтах $F_{6 \text{ max}} = \max\{F_{61_2}; F_{62_2}\} = F_{61} = 0,169 \text{ МН.}$

Умова міцності прокладки виконується.

Радіальне напруження обчислюється за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{T_{\phi} M_0 v}{D s^2} = \frac{3,1 \cdot 21 \cdot 0,05}{0,15 \cdot 0,006^2} = 602 \text{ МПа,}$$

де T_ϕ - конструктивний коефіцієнт, визначається по формулі:

$$T_\phi = \frac{D_\phi^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{D_\phi}{D}\right) - D^2}{(1,05 \cdot D^2 + 1,945 \cdot D_\phi^2) \left(\frac{D_{\phi_2}}{D} - 1\right)} =$$

$$= \frac{0,28^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{0,28}{0,15}\right) - 0,15^2}{(1,05 \cdot 0,15^2 + 1,945 \cdot 0,28^2) \left(\frac{0,28}{0,15} - 1\right)} = 3,1.$$

Максимальне напруження кільця обчислюється за формулою:

$$\sigma_k = \frac{M_0(1 - \nu_2(1 + 0,9\lambda_\phi))}{Dh_\phi^2} = \frac{21(1 - 0,05 \cdot (1 + 0,9 \cdot 1))}{0,15 \cdot 0,03^2} = 140 \text{ МПа.}$$

Напруження у втулці від внутрішнього тиску обчислюється за формулою:

$$\sigma_t = \frac{PD}{2s} = \frac{0,45 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,006} = 3,75 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_m = \frac{PD}{4s} = \frac{0,45 \cdot 0,15}{4 \cdot 0,006} = 1,87 \text{ МПа.}$$

Умова міцності обчислюється за формулою:

$$\sqrt{(\sigma_1 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2} - (\sigma_1 + \sigma_m)\sigma_t \leq \varphi[\sigma]_0;$$

$$\sqrt{(602 + 1,87)^2 + 3,75^2} - (602 + 1,87) \cdot 3,75 = 602 \text{ МПа} \leq \varphi[\sigma]_0 = 606 \text{ МПа,}$$

де $[\sigma]_0$ - граничне напруження в перерізі, обмежено розміром s_o ,

$$[\sigma]_0 = 0,003E_\phi = 0,003 \cdot 2,02 \cdot 10^5 = 606 \text{ МПа.}$$

Умова герметичності фланцевого з'єднання:

$$\Theta = \frac{\sigma_k D}{E_\phi h_\phi} = \frac{45 \cdot 0,15}{2,02 \cdot 10^5 \cdot 0,03} = 1 \cdot 10^{-3} \leq [\Theta] = 9 \cdot 10^{-3},$$

де $[\Theta]$ - граничний кут повороту фланців, $[\Theta] = 0,009(D < 2000 \text{ мм})$.

Умова герметичності фланцевого з'єднання виконується [12].

4.5.5 Розрахунок конструктивних елементів у пакеті Solidworks

Так як, даний апарат може застосовуватись в різних галузях та при різних режимах роботи, при проектуванні необхідно задаватися певним запасом міцності.

У пакеті Solidworks була спроектована конструкція теплообмінника пластинчастого із використанням реальних фізичних властивостей матеріалів було проведено дослідження конструктивних елементів на міцність з заданим тиском $P=0,1$ МПа.

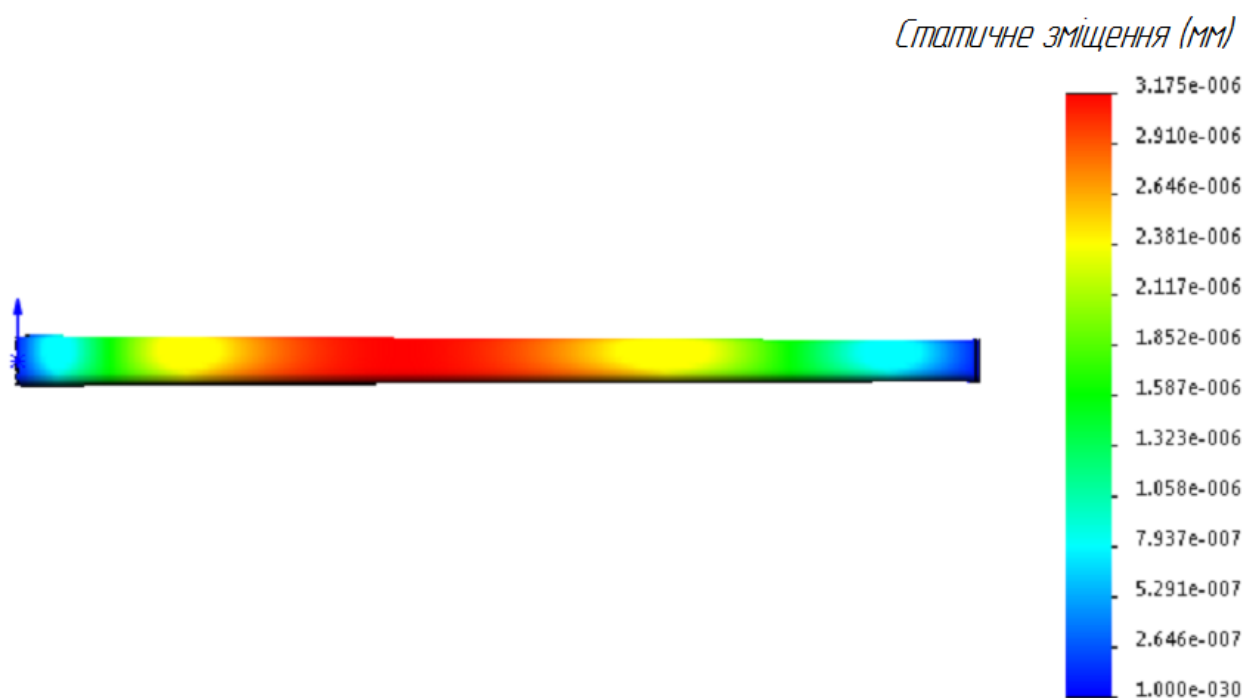


Рисунок 4.6 – Шпилька, статичне зміщення

На рис. 4.6 зображена епюра зміщення шпильки, тобто на розтяг. Максимальне зміщення конструктивного елемента досягається в червоних зонах, а саме в місці де пластини прижимає плита прижимна і становить $3,17 \cdot 10^{-6}$ Па.

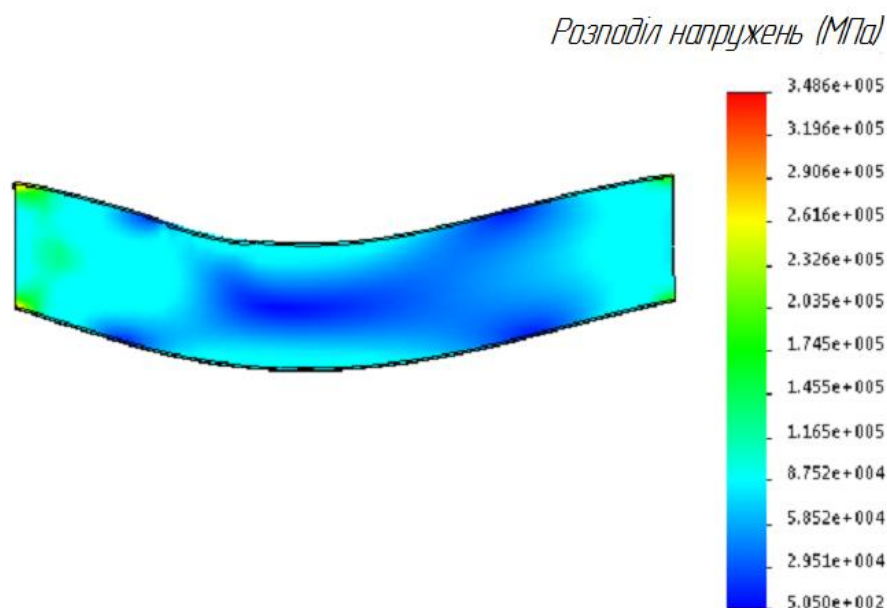


Рисунок 4.7 – Штанга верхня, розподіл напружень

На рис. 4.7 зображена епюра напружень, штанги верхньої. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в місці розміщення ролика і становить $3,48 \cdot 10^5$ Па.

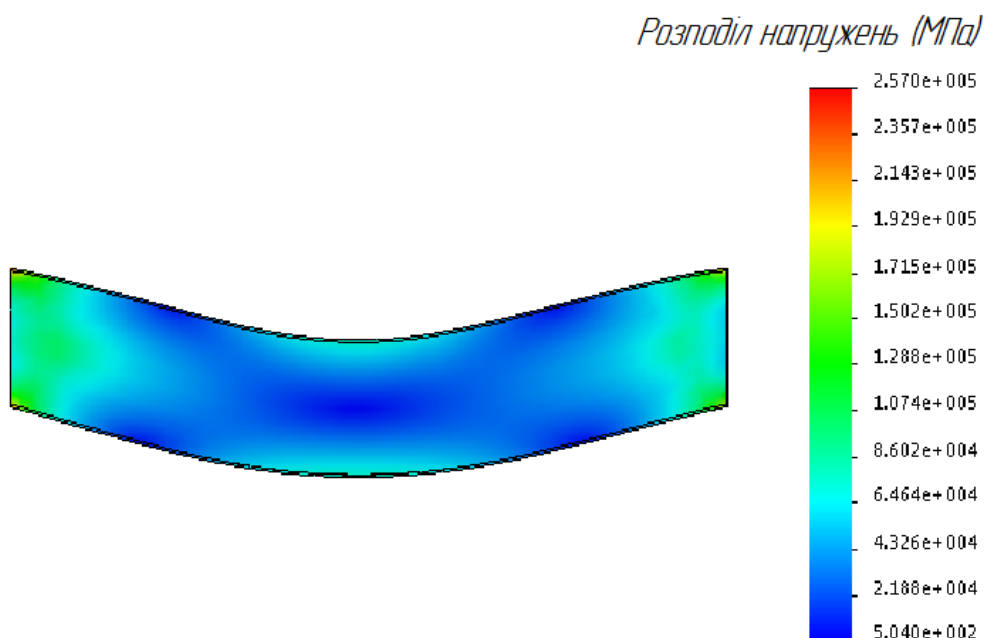


Рисунок 4.8 – Штанга верхня, розподіл напружень

На рис. 4.8 зображена епюра напружень, штанги нижньої. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в місці розміщення пакету пластин і становить $2,57 \cdot 10^5$ Па.

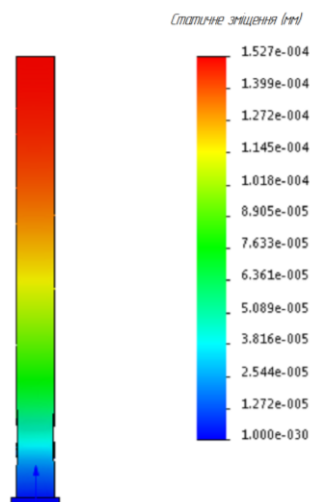


Рисунок 4.9 – Опора, статичне зміщення

На рис. 4.9 зображена епюра зміщення опори, тобто на розтяг. Максимальне зміщення конструктивного елемента досягається місці кріплення штанги верхньої і становить $1,52 \cdot 10^{-4}$ Па.

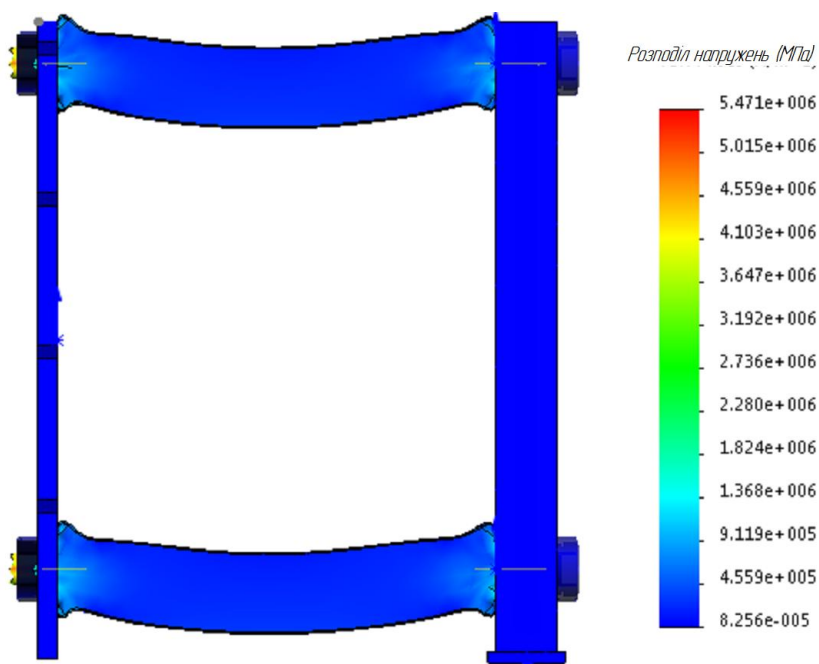


Рисунок 4.10 – Розподіл напружень, що виникають в апараті під дією ваги ролика та пакету пластин

На рис. 4.10 зображена епюра напружень в апараті під дією ваги ролика та пакету пластин. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $5,47 \cdot 10^6$ Па.

4.5.6 Рекомендації з монтажу та експлуатації

Монтаж повинен виконуватися кваліфікованими спеціалістами, організаціями, які мають відповідні ліцензії на право проведення подібних робіт у відповідності до вимог діючих нормативних документів.

При монтажі теплообмінника пластинчастого необхідно правильно проводити стропування (рисунок 4.11) [35].

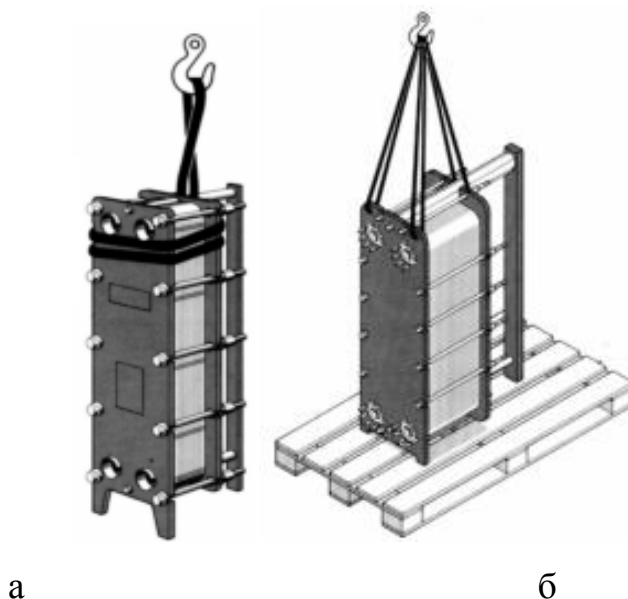


Рисунок 4.11 - Схеми стропування теплообмінника:

а – без транспортувальних отворів; б – з транспортувальними отворами.

Для стропування теплообмінника слід використовувати стропа синтетичні, в жодному разі не сталеві. Не можна використовувати кріпильні вироби чи патрубки для переміщення, для цього використовують спеціальні отвори або раму теплообмінника(рисунок 4.12).

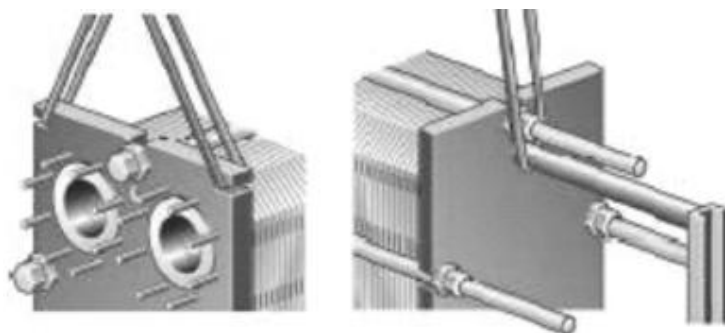


Рисунок 4.12 - Приклад закріплення стоп.

Апарат повинен бути встановлений таким чином, щоб мати легку можливість виконувати обслуговування і технічний огляд.

Для закріплення теплообмінника пластинчастого не вимагається спеціальної конструкції, наприклад, як для кожухотрубного теплообмінника. Достатньо встановити його на жорстко закріплену раму на підлозі (рисунок 4.13).

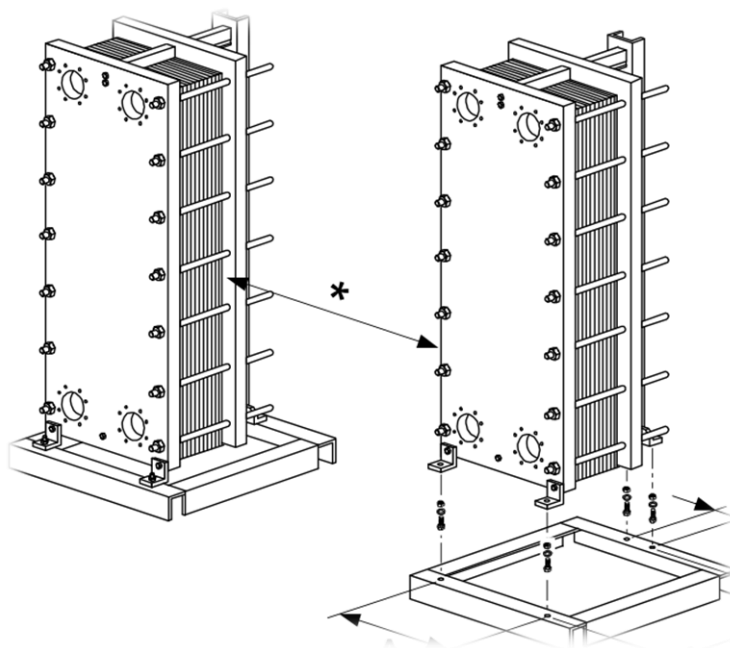


Рисунок 4.13 - Приклад закріплення апарата на монтажній площадці.

Також на пластинчастий теплообмінник можна встановлювати захисний екран (рисунок 4.14), для попередження розбризкування рідини у випадку протікання апарату [17].

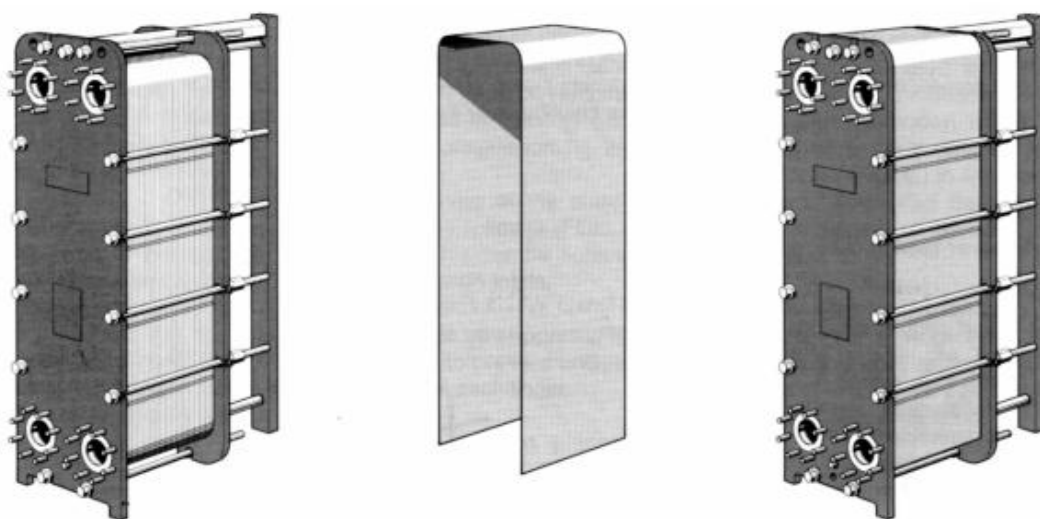


Рисунок 4.14 - Встановлення захисного екрану

При роботі теплообмінника необхідно завжди слідкувати за температурним режимом, гідравлічним опором. Зростання гідравлічного опору та/або зменшення температури свідчить про появу забруднень. Також при

експлуатації теплообмінника зовнішні поверхні можуть мати високу температуру, тому необхідно встановлювати огорожу, для запобігання травмування людей [43].

Міри безпеки при ремонтних роботах з теплообмінником пластинчатим:

- Якщо в теплообміннику знаходяться токсичні або небезпечні речовини, необхідно встановлювати захисний екран, знімати його не можна доти доки апарат знаходиться під тиском.
- Вивід обладнання з експлуатації повинен проводитись поступово.
- Охолодити апарат до початку ремонтних робіт. Забезпечити рівномірне зниження температур (поступово знижувати температуру теплоносіїв).
- При роботі з пластинами використовувати рукавички, щоб запобігти травмуванню рук – краї пластин гострі [18,21].

4.6 Висновки до розділу

Для підтвердження працездатності та надійності конструкції апарату були проведені тепловий, конструктивний розрахунки та розрахунки на міцність.

У пакеті Solidworks була спроектована конструкція теплообмінника пластинчастого із використанням реальних фізичних властивостей матеріалів було проведено дослідження конструктивних елементів (штанга верхня, штанга нижня та опора, шпильку).

Штангу верхню навантажувала масою ролика (≈ 10 кг). Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в місці розміщення ролика і становить $3,48 \cdot 10^5$ Па.

Штангу нижню навантажувала масою пакету пластин (≈ 25 кг). Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в місці розташування пакетів пластин і становить $2,57 \cdot 10^5$ Па.

Опору досліджувала на статистичне зміщення, тобто на розтяг. Максимальне зміщення конструктивного елемента досягається в місці кріплення штанги верхньої і становить $1,52 \cdot 10^{-4}$ Па.

Шпильку досліджувала на статистичне зміщення, тобто на розтяг. Максимальне зміщення конструктивного елемента досягається в місці, де пакет пластин прижимає плита прижимна і становить $3,17 \cdot 10^{-6}$ Па.

Аналіз розрахунків доводить, що при заданих навантаженнях втрат міцності немає і деформації конструктивних елементів мінімальні.

Отже, розрахунки довели надійність і працездатність проектного апарату та підтвердили доцільність обраної конструкції теплообмінника пластинчастого для забезпечення ефективного протікання процесу теплопередачі.

5 РОЗРОБКА СТАРТАП - ПРОЕКТУ

5.1 Резюме

Бізнес ідея: Удосконалення конструкції теплообмінника пластинчастого.

Мета наукової розробки: задоволення матеріальних потреб підприємств, де використовується схема водоочистки з теплообмінником пластинчастим (фармацевтична, харчова, хімічна та енергетична промисловість) за рахунок впровадження удосконаленої конструкції теплообмінника пластинчастого.

Техніко-економічні показники (для заданих параметрів):

- поверхня теплообміну - 10 м^2 ,
- кількість пластин - 50 шт,
- діапазон робочих температур від $+5^\circ\text{C}$ до $+50^\circ\text{C}$,
- робочий тиск - 0,1 МПа,
- середовище в апараті - вода холодна, вода гаряча.

Тема: система генерації води очищеної з розробкою спеціального обладнання.

Назва: теплообмінник пластинчастий зі спеціальною виштамповкою.

Суб'єкт замовлення: юридична, фізична особа або фізична особа підприємця.

Об'єкт дослідження: інноваційна продукція (запатентована конструкція теплообмінника пластинчастого).

Місце розробки в інноваційному ланцюжку цінності: ідея розвитку.

Плановий обсяг впровадження технологічної лінії: для впровадження достатньо замінити існуючий теплообмінник на запропоновану нову конструкцію. Час заміни варіюється в межах від 4-10 годин. Можливе встановлення у літній період під час планового ремонту.

Продукт: на виході отримуємо воду очищену. За рахунок заміни виштамповки теплообмінної пластини, отримуємо турбулізацію потоку, що дозволяє зменшити енергетичні витрати на 20% (За один цикл отримуємо 1000

літрів води очищеної, з удосконаленою конструкцією за один цикл маємо 1200 літрів води очищеної. Удень 8 циклів,

$$1000 \cdot 8 = 8000 \text{ л}, 1200 \cdot 8 = 9600 \text{ л} \quad (5.1)$$

$$9600 - 8000 = 600 \text{ л} - \text{економія удень.} \quad (5.2)$$

Технологія: конструкція теплообмінника пластинчастого для системи генерації води очищеної.

Достатність сировинної бази: для виготовлення пластин теплообмінника пластинчастого використовується сталь A268TP446 (AISI) (середня ціна за 1 кілограм 94 грн). Вона відноситься до широко використовуваної в Україні корозійностійкої харчової сталі, яка виготовляється у м. Дніпро, Науково-виробниче підприємство «Металургпром».

Кваліфікація персоналу: Для виконання виштамповки, встановлення теплообмінника пластинчастого та його технічного обслуговування необхідна кваліфікація Слюсар-ремонтник 6 розряду.

Ринок збуту теплообмінної пластини - це підприємства, які у своїх системах очищення води до виду вода очищена, мають теплообмінник пластинчастий, а саме:

- фармацевтична промисловість (виготовлення лікарських засобів, чистка стерильного обладнання (для стерильного виробництва очищення обладнання класу чистоти Б відбувається водою очищеною): ПАТ «Фармак», фармкорпорація «Артеріум», Борщагівський хіміко-фармацевтичний завод, ПАТ «Фармацевтична фірма «Дарниця», ПАТ «Київмедпрепарат», ПАТ «Індар», АТ "Київський вітамінний завод", Державне підприємство "Біофарма", ВАТ "Лубнифарм", ТОВ "Юрія-Фарм", ТОВ "Фармаком", Компанія "Юніфарм";
- харчова промисловість: Київська кондитерська фабрика Рошен, Київхліб, ПАТ «Львівська кондитерська фабрика „Світоч“», Компанія «АВК», ПАТ «Галичина», ЗАТ «Геркулес», ПАТ «Житомирський маслозавод»ТМ Рудь, Компанія «Конті»,

ПАТ Кременчуцька кондитерська фабрика, ВАТ «М'ясокомбінат Ятрань», Миргородський завод мінеральних вод, ЗАТ «Чумак», «FozzyGroup»;

- можливе використання у хімічному виробництві та енергетичній промисловості.

Конкурентні переваги: задана конструкція забезпечить зменшення температури гарячого теплоносія на дану температуру при використанні теплообмінника з меншою площею. Основні критерії оцінювання:

- поверхня теплообміну - 10 м^2 (на 40% більша ніж у теплообмінника такої ж конструкції, але без впровадження інновації),
- кількість пластин - 50 шт,
- діапазон робочих температур від $+5^\circ\text{C}$ до $+50^\circ\text{C}$,
- робочий тиск - 0,1-0,8 МПа.

У таблиці 5.1 представлено ланцюжок цінності у залежності від виду цінності.

Таблиця 5.1 Ланцюжок цінності

Види цінності ІІІ	Характеристика зони цінності	Кінцева цінність для споживача
Цінність володіння	Придбання обладнання, що має переваги перед традиційним обладнанням (пластина)	Можливість мати обладнання з удосконаленими характеристиками (підвищення продуктивності виробництва)
Цінність місця	Зручність і близькість до споживача	Можливість придбання продукту в зручному / потрібному місці
Цінність якості	Відмінне виконання обладнання заданих параметрів	Можливість отримання обладнання вищої якості

Аналіз зовнішнього та внутрішнього середовища

У таблиці 5.3 представлено можливості і загрози зовнішнього середовища. Розглянуто сфери науково-технічного прогресу, географічні особливості, розвиток економіки, політичні та демографічні особливості.

Таблиця 5.2 Можливості і загрози зовнішнього середовища

Можливості	Загрози
Науково-технічний прогрес	
<ul style="list-style-type: none"> • освіта заохочує наукові розробки • розвиток «не стоїть на місці»(постійно вводяться інновації, збільшуються витрати на розвиток сучасних технологій, швидкі темпи прогресу) 	<ul style="list-style-type: none"> • не високий рівень освіти (низька матеріальна база, нестача практичних навичок,)
Географія	
<ul style="list-style-type: none"> • наявна достатня сировинної бази для виготовлення та впровадження удосконаленої конструкції • виробництво позитивно впливає на обсяги продажу вітчизняної сировини 	<ul style="list-style-type: none"> • висока оплати праці працівникам
Економіка	
<ul style="list-style-type: none"> • заощадження коштів за рахунок інтенсифікації процесу теплообміну 	<ul style="list-style-type: none"> • складна економічна ситуація в Україні (велика кількість боргів)
Політика	
<ul style="list-style-type: none"> • держава зацікавлена в 	<ul style="list-style-type: none"> • податкова система, потребує

Продовження таблиці 5.2

Можливості	Загрози
<p>стимулюванні розвитку ідеї</p> <ul style="list-style-type: none"> • конструкція актуальна для перспективних галузей України 	<p>вдосконалення (нестабільні стосунки із сусідніми державами, нелогічна судова система, податки, які «йдуть повз» (високі податки-малоефективний результат їх розподілення))</p> <ul style="list-style-type: none"> • Складність отримання необхідних сертифікатів на виготовлення обладнання
Демографія культури	
	<ul style="list-style-type: none"> • за рахунок складної геометрії, може виникнути потреба в закордонних фахівцях • велика кількість українців надають перевагу праці за кордоном

У таблиці 5.3 представлено переваги і недоліки внутрішнього середовища для реалізації теплообмінника пластинчастого.

Таблиця 5.3 Переваги і недоліки внутрішнього середовища

№ п/п	Переваги	Недоліки
1	малогабаритна конструкція (у порівняння з кожухотрубним теплообмінником достатньо встановити один пластинчастий взамін чотирьох кожухотрубних)	велика кількість аналогів
2	відповідна якість (гофрована поверхня	маловідома модель

Продовження таблиці 5.3

№ п/п	Переваги	Недоліки
	пластин забезпечує високу турбулентність потоків і жорсткість конструкції теплообмінника. Матеріали ущільнень підбираються з урахуванням властивостей рідин і рівня робочих температур. Теплообмінник має безклеюві кільцеві ущільнення, легко замінні)	
3	довготривала експлуатація (період експлуатації 10 років)	велика кількість конкурентів
4	різноманітні сфери застосування теплообмінника пластинчастого	
5	великий вибір постачальників сировини	складність виготовлення нестандартного обладнання
6	конкурентоспроможність (висока продуктивність конструкції)	

Аналіз потенційного ринку збуту і конкурентного середовища за методом квадрату Бове. Конкурентні середовища з розподілом позиції на ринку України представлено у таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 Конкурентне середовище

№ п/п	Назва підприємства	Позиція на ринку України
1	ПАТ «ПРОМФАРМ»	1
2	Завод обладнання БАЛЕНКО	4
3	Завод хімічного машинобудування "КРАСНЫЙ ОКТЯБРЬ"	3
4	Інновація	передбачається 2

За методом квадрату Бове (рисунок 5.1) запропоновану інновацію можна віднести до зони “Готові обійти”, адже розробка може конкурувати з лідерами на ринку.

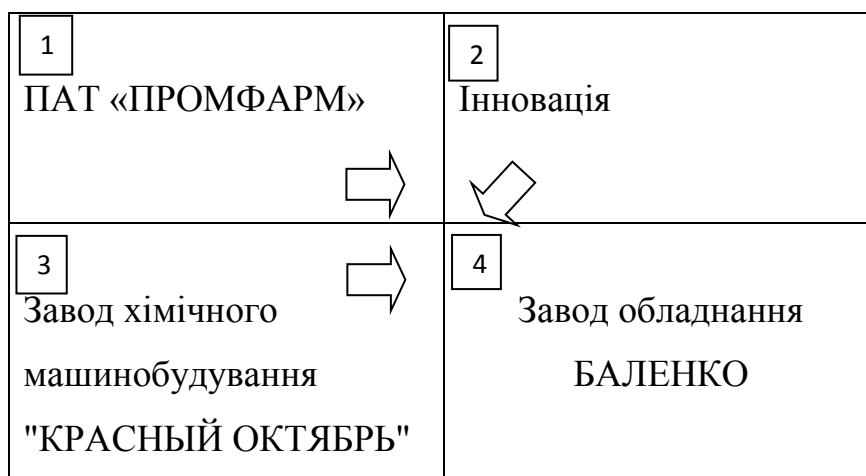


Рисунок 5.1 - Квадрат Бове

Місце розробки у системі цінностей підприємства за методом Бостонської матриці.

Розробку можна віднести до категорії дійні корови, як зображено на рисунку 5.2. Основна ціль у відношенні «Дійних корів» - отримання максимального прибутку за короткий період. Найбільш поширені стратегії: збереження досягнутих переваг та політики цінового лідера, інвестування коштів у нові технології та розвиток [36].

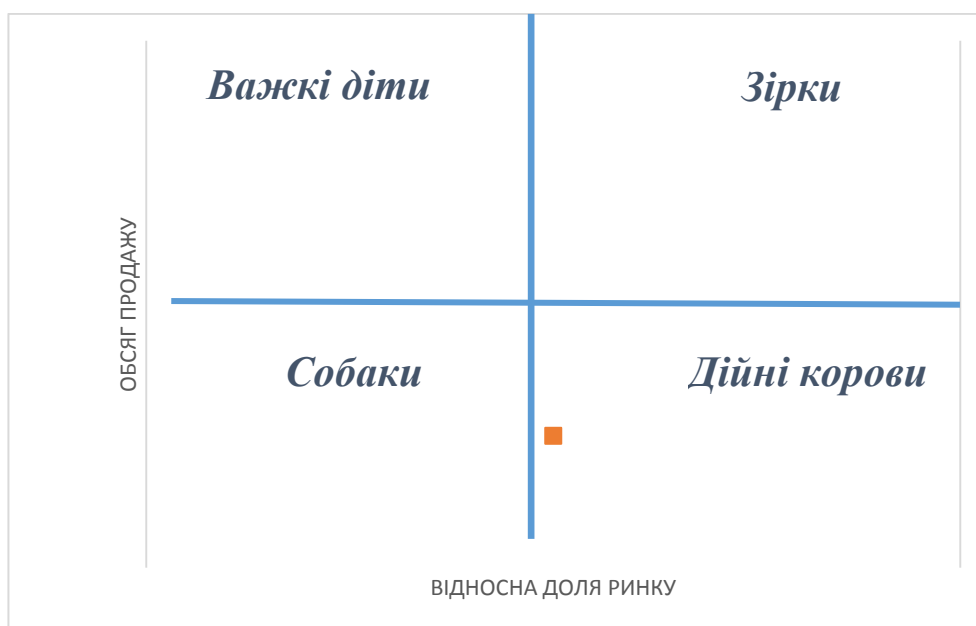


Рисунок 5.2 - Бостонська матриця

Місце розробки у системі цінностей підприємства відноситься до категорії дійні корови, відносна доля ринку висока ($\geq 10\%$), представлено у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 Місце розробки у системі цінностей підприємства

№ п/п	Назва підприємства	Місто	Обсяг продажу	Відносна доля ринку	Місце розробки
1	ПАТ «Промфарм»	Черкаси	високий	низька ($\leq 10\%$)	Важкі діти
2	Завод обладнання БАЛЕНКО	Київ	високий	низька ($\leq 10\%$)	Важкі діти
3	Завод хімічного машинобудування "Красный октябрь"	Фастів	низький	низький ($\leq 10\%$)	Собаки
4	Інновація	Київ	низький	висока ($\geq 10\%$)	Дійні корови

5. 3 Визначення ключових факторів успіху проекту Методом Шонфільда

Порівняння за методом Шонфільда (таблиця 5.6) було проведено на основі ключових показників та коефіцієнту важливості.

Теплообмінник НК (1) – теплообмінник нова конструкція, теплообмінник АК (2) – теплообмінник аналогова конструкція.

Таблиця 5.6 Порівняння за методом Шонфільда

№ п/п	Показники	Коефіцієнт важливості	Бали	
			Теплообмінник НК (1)	Теплообмінник АК (2)
1	Поверхня теплообміну	0,2	5	5
2	Робочий тиск	0,1	4	4
3	Діапазон температур	0,2	4	5
4	Габаритні розміри	0,2	5	4
5	Коефіцієнт теплопередачі	0,2	5	4
	Σ		4,2	3,2

Сума балів з урахуванням коефіцієнтів важливості для теплообмінника нової конструкції:

$$\Sigma_1 = 5 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,2 = 4,2, \quad (5.3)$$

Сума балів з урахуванням коефіцієнтів важливості для теплообмінника аналогової конструкції:

$$\Sigma_2 = 5 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,2 = 3,2. \quad (5.4)$$

На рисунку 5.3 представлено порівняння показників ефективності теплообмінника нової конструкції та найближчої аналогової конструкції.

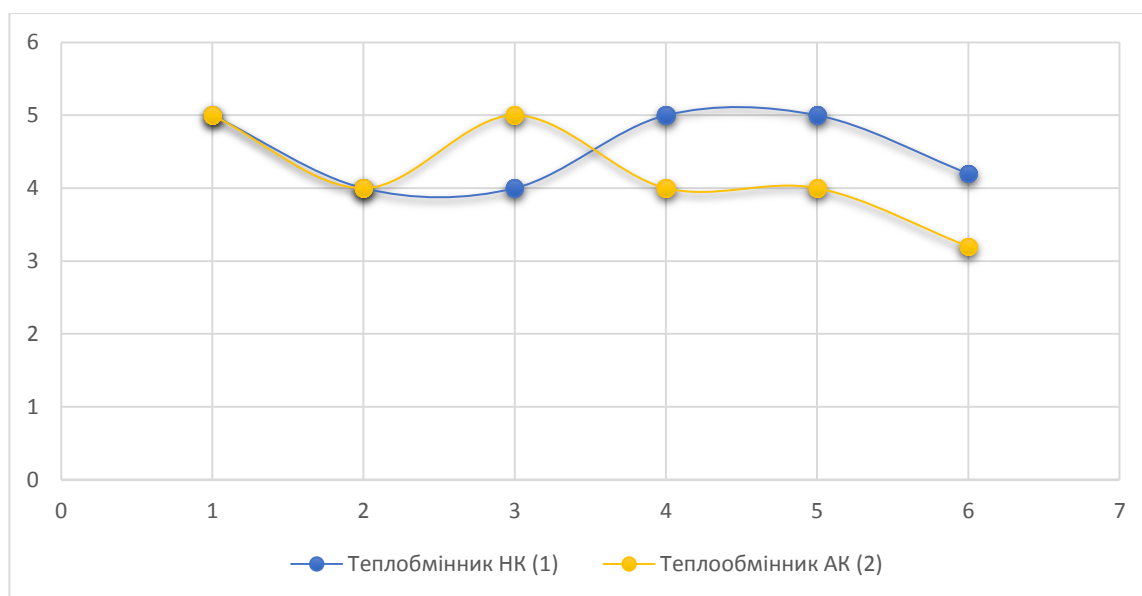


Рисунок 5.3 - Порівняння за методом Шонфільда

Можна зробити висновок, що теплообмінник нової конструкції має на порядок вищі показники у порівнянні з найближчим аналогом. Ключовими факторами для успішної реалізації проекту виступають якісні характеристики удосконаленої конструкції теплообмінника пластинчастого, такі як: поверхня теплообміну, діапазон температур, коефіцієнт теплопередачі, габаритні розміри, робочий тиск.

5.4 Оцінка ринкових позицій

5.4.1 Договір

Договір N 77128 на виконання науково-дослідних робіт

м. Київ

"25" жовтня 2018 року

Предмет Договору

Замовник доручає, а Виконавець бере на себе зобов'язання з виконання науково-дослідної роботи на тему "Система генерації води очищеної", а Замовник зобов'язується прийняти виконану роботу та оплатити її.

Наукові, економічні та інші вимоги до науково-дослідної продукції, яка є результатом виконання предмета цього Договору, викладені у Технічному завданні на науково-дослідну роботу (додаток 1), що є невід'ємною частиною цього Договору.

Використання результатів науково-дослідної роботи Виконавцем може провадитись лише за письмовим погодженням Замовника. Використовуючи результати науково-дослідної роботи Виконавець зобов'язаний зазначити, що робота виконувалась за рахунок коштів Державного бюджету України.

Ціна Договору та порядок розрахунків

Ціна Договору на виконання науково-дослідної роботи, становить 10 000 грн. Операція звільнена від оподаткування відповідно до підпункту 5.1.22 пункту 5.1 статті 5 Закону України "Про податок на додану вартість".

Джерело фінансування - Державний бюджет України на 2018 рік.

Ціну договору та обсяг виконуваних робіт може бути змінено залежно від реального фінансування видатків з Державного бюджету України.

Порядок здавання та приймання робіт

Перелік наукової та іншої документації, що підлягає оформленню та здаванню Виконавцем Замовнику на окремих етапах виконання та після закінчення виконання робіт, визначаються Технічним завданням.

По завершенню виконання робіт по етапу Виконавець не пізніше, ніж через 3 робочих дні надає Замовнику акт здавання-приймання виконаних робіт за відповідним етапом робіт.

По завершенні робіт Виконавець не пізніше, ніж через 5 робочих днів надає Замовнику акт здавання-приймання науково-дослідної роботи, додавши до нього:

- акт здавання-приймання науково-дослідної продукції;
- науковий звіт;
- комплекти науково-дослідної та звітної документації, яка передбачена розділом 6 Технічного завдання та умовами цього Договору;
- витяг з протоколу засідання науково-технічної ради Виконавця з висновком про відповідність виконаної роботи Технічному завданню на науково-дослідну роботу або висновок незалежної наукової експертизи результатів науково-дослідної роботи;
- затверджені Виконавцем акти на списання придбаних та використаних матеріалів, а також копії договорів та актів про надання послуг співвиконавців.

Замовник протягом 5 днів з дня одержання відповідних Актів та документів, зобов'язаний направити Виконавцеві підписаний Акт або мотивовану відмову від приймання робіт.

У випадку мотивованої відмови Замовника, Сторонами складається двосторонній акт, в якому обґрунтовуються причини неприйняття робіт та (по можливості) із переліком необхідних доробок та термінів їх виконання.

Якщо в процесі виконання роботи з'ясується недоцільність подальшого її проведення у відповідності до вимог Технічного завдання Виконавець повинен за вимогою Замовника припинити виконання робіт за Договором, повідомивши про це Замовника у триденний термін після припинення роботи.

Після припинення виконання робіт Сторони повинні протягом 3 календарних днів розглянути питання про порядок проведення остаточного розрахунку та оплати Замовником фактично виконаних Виконавцем робіт на момент

припинення виконання робіт. Відповідне рішення оформлюється протоколом Сторін.

У разі дострокового виконання робіт Замовник має право достроково прийняти та оплатити їх за ціною, що вказана в цьому Договорі.

Відповідальність Сторін

У разі порушення строків, визначених у Календарному плані, Виконавець за вимогою Замовника сплачує пеню у розмірі ставки Національного банку України за кожен день прострочення, але не більше 5 % суми перерахованих коштів.

Виконавець несе відповідальність за:

відповідність науково-дослідної продукції в цілому за своїми науковими і технічними параметрами вимогам Технічного завдання на науково-дослідну роботу;

за цільове використання коштів Державного бюджету України та фактичні витрати відповідно до бухгалтерського обліку та законодавства.

Виконавець не має права змінювати розподіл коштів між статтями витрат Планової калькуляції кошторисної вартості витрат у межах узгодженої планової калькуляції без письмової згоди Замовника.

У зв'язку з відсутністю або затримкою фінансування з Державного бюджету України можлива зміна за погодженням між Замовником і Виконавцем терміну дії цього Договору. Усі зміни оформляються додатковою угодою до цього Договору, що є його невід'ємною частиною.

Виконавець зобов'язаний своїми засобами і за свій рахунок у погодженні із Замовником строки ліквідувати зазначені в відповідних Актах недоліки і дефекти, які були допущені з його вини.

У разі невиконання робіт за цим Договором з вини Виконавця останній повертає Замовнику всі раніше сплачені кошти з виплатою відсотків в розмірі діючої на той час ставки рефінансування НБУ.

У разі неприйняття Замовником зробленої Виконавцем роботи в цілому через невідповідність її Технічному завданню на науково-дослідну роботу, Виконавцю сплачується тільки вартість робіт, прийнятих Замовником.

Сплата штрафних санкцій не звільняє Виконавця від виконання умов Договору.

Сторони звільняються від відповідальності за невиконання або неналежне виконання зобов'язань, якщо це невиконання або неналежне виконання викликане обставинами, що не залежать від волі Сторін і знаходяться поза їхньою компетенцією, а саме: воєнними діями, пожежами, стихійними лихами, техногенними аваріями, страйками, прийняття законів або інших нормативно-правових актів, що роблять неможливим виконання умов цього Договору.

Замовник має право в односторонньому порядку розірвати Договір за умови порушення норм, якщо у зазначені Замовником строки Виконавцем не були ліквідовані недоліки та дефекти, які були допущені з його вини в процесі виконання робіт за даним Договором.

Замовник не несе відповідальності перед Виконавцем за несвоєчасне виконання грошових зобов'язань поточного року у разі затримки фінансування з Державного бюджету України.

Строк дії Договору

Цей Договір вважається укладеним і набирає чинності з моменту його підписання Сторонами і діє до 25 жовтня 2018 року, а в частині розрахунків - до повного виконання Сторонами своїх зобов'язань відповідно до умов цього Договору.

5.4.2 Технічне завдання

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ на виконання робіт

Від Лісовий М.М.

Від Тхір В.П

Інженера ІТД

Науковий керівник Кліндух П.М.

Київ - 2018

Загальні положення

Теплообмінник пластинчастий для системи генерації води очищеної

Замовник: Лісовий М.М.

Головний виконавець: Тхір В.П.

Співвиконавці: Кліндух П.М.

Комплексний тематичний план науково-дослідних робіт, що фінансуються за рахунок коштів загального фонду Державного бюджету, на 2018 рік.

Плановий початок робіт 30.10.2018, планове закінчення робіт 30.11.2018.

Основні наукові та нормативні вимоги до виконання науково- дослідної роботи

Вимоги до рівня проведення досліджень: Рівень досліджень, що будуть проводитися, відповідатиме світовим та вітчизняним вимогам для цього наукового напрямку, що буде підтверджено публікаціями у провідних фахових виданнях.

Вимоги до якості наукової продукції, створеної при проведенні науково-дослідної роботи. Якість результатів досліджень, що будуть проводитися, відповідатиме світовим та вітчизняним вимогам для цього напрямку, що буде підтверджено контрольними вимірюваннями у незалежних лабораторіях.

Вимоги до форми представлення результатів досліджень, декларування створюваної наукової продукції про відповідність її чинним нормативним документам України. Результати наукових досліджень роботи будуть представлені у формі заключного звіту.

5.4.3 Призначення та мета створення науково-дослідної продукції

Об'єкт дослідження або розроблення: Пластини теплообмінника пластинчастого у системі генерації води очищеної.

Мета роботи: Створення прототипу теплообмінника пластинчастого – якісно нового апарату для інтенсифікації процесу теплообміну у системі генерації води очищеної.

Склад та етапи виконання роботи представлено у таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 Етапи виконання науково - дослідної роботи

№ п/п	Назва роботи (етапу)	Очікувані результати за етапами	Термін виконання		Звітні документи та наукова продукція, що підлягають здачі замовнику в кінці етапу
			Початок	Кінець	
1	Розробка концепції прототипу теплообмінника пластинчастого	Концепції прототипу теплообмінника пластинчастого	30.10.2018	3.11.2018	Проміжний звіт
2	Математичні розрахунки	Отримані результати	04.11.2018	6.11.2018	
3	Комп'ютерна візуалізація проекту	3D модель	07.11.2018	10.11.2018	Проміжний звіт
4	Створення прототипу теплообмінника пластинчастого	Прототип теплообмінника пластинчастий	11.11.2018	21.11.2018	
5	Випробування на реальній конструкції	Отримані результати	22.11.2018	29.11.2018	Кінцевий звіт

Перелік наукової та іншої документації, що надається після закінчення роботи:

- проміжні звіти за етапами;
- заключний звіт з теми;
- Довідка про оцінку науково-технічного рівня результатів НДР;
- Довідка про виконання вимог чинних державних стандартів;
- Акт прийняття закінченої НДР.

Порядок розгляду та приймання науково-дослідної роботи

Робота приймається поетапно і в цілому по завершенні Вченою радою геологічного факультету.

Джерела фінансування науково-дослідної розробки (НДР) представлено у таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 Джерела фінансування НДР

№ п/п	Джерело фінансування	Пріоритет
1	Система грантів за підтримкою Державного фонду фундаментальних досліджень (напрямок - наукові основи перспективних технологій)	1
2	Держбюджет	3
3	Державні фонди спеціального призначення	2
4	Приватні підприємства	4
5	Власні кошти	5

5.5 Оцінка ризиків та страхування розробки

Для проведення оцінки ризиків та страхування розробки було враховано ймовірність настання ризиків, які представлено у таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 Оцінка ризиків та страхування розробки

№ п/п	Ризик	Ймовірність настання	Вплив на результат
1	відсутність або недостатність коштів для самофінансування	висока	зупинка процесу впровадження
2	відсутність реального джерела зовнішнього інвестування	середня	зменшення прибутку
3	утрата джерела фінансування проекту в процесі його реалізації	середня	зменшення прибутку
4	невідповідність цін, передбачених бізнес-планом, та реальних ринкових цін	низька	зменшення прибутку/збільшення прибутку
5	недостатнє ресурсне забезпечення виробництва	низька	зменшення прибутку
6	помилковий вибір цільового сегмента ринку, стратегії продажу продукту	середня	вилучення продукту
7	неефективна реклама	низька	зменшення прибутку
8	недостатньо налагоджена система взаємодії з партнерами та контрагентами	середня	зменшення прибутку
9	створення продуктів-замінників	висока	зменшення вартості продукції
10	низький рівень патентного захисту	середня	втрата інтелектуальної власності
11	низький рівень збереження комерційних таємниць	середня	втрата інтелектуальної власності

Продовження таблиці 5.9

№ п/п	Ризик	Ймовірність настання	Вплив на результат
12	непередбачене збільшення ринкових цін на ресурси	висока	зменшення прибутку
13	витрати на непередбачені бізнес- планом заходи	низька	зменшення прибутку
14	виплати за термінові роботи	низька	зменшення прибутку
15	штрафні санкції, арбітражні виплати	середня	зменшення прибутку
16	недосягнення бажаних економічних результатів у процесі розробки та впровадження інновацій	висока	зменшення прибутку
17	перевищення кошторису витрат у процесі досліджень	середня	зменшення прибутку
18	недосягнення прогнозних технічних параметрів у процесі проведення науково-дослідних і технологічних розробок	низька	витрати на проведення додаткових експериментів
19	виникнення небажаних економічних наслідків у процесі реалізації інноваційних проектів	середня	зменшення прибутку
20	виникнення нових конкурентів	середня	витіснення з ринку

Методи страхування

1. "Покриття витрат, пов'язаних із порушенням патентних прав". Цей договір компенсує страхувальникові судові витрати по переслідуванню особи, яка порушила його виключні права на об'єкти, тобто:

- витрати щодо пред'явлення позову;

- витрати у разі пред'явлення зустрічного позову і звинувачення в недійсність патенту;
- витрати на експертизу патенту;
- витрати на повтор патенту для підкріплення позову.

2. "Покриття витрат на захист патентних прав". Цей договір захищає страхувальника у разі пред'явлення йому заяви про порушення виключних прав на об'єкти ІВ третіх осіб і покриває витрати по захисту в суді, а також витрати по виконанню судового рішення або відступні при досудовому врегулюванні претензій.

Чисельність персоналу, що працюють на підприємстві, можна подати у вигляді таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 Чисельність працівників

№п/п	Посада	Напрямок	Кількість
1	Генеральний директор	Інженерно-технічний персонал	1
2	Операційний директор		1
3	Економіст		1
4	Менеджер з продажу		1
5	Головний механік		1
6	Інженер-конструктор		1
7	Слюсар-ремонтник	Робітничі	2
8	Електромонтер		2
9	Прибиральник	Допоміжні	1
10	Водій		1
11	Охоронець		3

Таким чином, чисельність працівників на підприємстві за списком становить 15 працівники.

Інженерно – технічний персонал (ІТР) працює з 8:00 до 16:00.

Графік змінності для інженерно-технічного персоналу:

День	Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Сб	Нд	Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Сб	Нд
ІТР						В	В						В	В

Підприємство працює в дві зміни:

1-а зміна триває з 8:00 до 16:00, за таким графіком працюють слюсар-ремонтник, електромонтер та допоміжні підрозділи (окрім 2-ї зміни), таким чином явочна чисельність 1-ї зміни становить 4 працівників;

2-а зміна триває з 16.00 до 22.00, за таким графіком працює, слюсар-ремонтник, електромонтер та допоміжні підрозділи, тому явочна чисельність 2-ї зміни становить 2 працівники.

Графік змінності для робітничих та допоміжних професій виглядає наступним чином:

1 зміна: 8:00 -16:00

2 зміна: 16:00-22:00

Бригада /день	Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Сб	Нд	Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Сб	Нд
І бригада	1	1	1	1	1	В	В	2	2	2	2	2	В	В
ІІ бригада	2	2	2	2	2	В	В	1	1	1	1	1	В	В

Графік змінності для охоронців має дещо інший вигляд, так як вони змушені працювати 24 години на добу.

Для них існує 3 зміни по 8 годин:

1-а триває з 8:00 до 16:00

2-а – з 16:00 до 00:00

3-я – з 00:00 до 8:00

	1 зм	2 зм	3 зм	1 зм	2 зм	3 зм	1 зм	2 зм	3 зм
І		В	В		В	В		В	
ІІ	В		В	В		В	В		В
ІІІ	В	В		В	В		В	В	

5.6 Калькуляція собівартості

Складемо калькуляцію на готову продукцію підприємства. Собівартість одиниці продукції розраховується за наступною формулою:

$$C = B_{\text{пост}} + B_{\text{зм}} \cdot Q \quad (5.5)$$

Постійні витрати можна підприємства можна представити у вигляді таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 Постійні витрати підприємства

Найменування обладнання	Кількість	Початкова вартість	Амортизаційні відрахування	
			Норма амортизації, %	Сума, грн./рік
Машини і обладнання				
Штамп-прес	1	1 050 000	10	105 000
Машина-транспортер	1	10 500	10	1 050
Випробувальна установка	1	125 000	10	12 500
Будівлі і споруди				
Будівля	1	1 400 000	5	70 000
Транспорт				
Автомобіль	1	50 000	20	10 000
Нематеріальні активи				
Нематеріальні активи	-	15 000	20	3000
ВСЬОГО	205 546			

Змінні витрати включають в себе затрати на складальні одиниці і матеріали, електроенергію, заробітну плату персоналу.

- Складальні одиниці:
 - стійка, 2 шт;
 - штанга направляюча, 2 шт;

- шпилька, 5 шт;
- фланець, 4 шт;
- болт, 30 шт;
- гайка, 30 шт;
- пластини теплообмінні (50 шт).

Вартість збірки теплообмінника:

$$T = C_1 + \text{Пл} + \text{Пр}, \quad (5.6)$$

де C_1 - ціна за складальні одиниці [грн], Пл– вартість пластин теплообмінних (50 шт), Пр – вартість прокладок (100 шт).

$$\text{Пл} = M_1 \cdot x_1, \quad (5.7)$$

$$\text{Пл} = 94 \cdot 50 = 4\,700 \text{ грн},$$

де $M_{1,2}$ – ціна матеріалу для 1 пластин та 1 прокладки відповідно [грн], $x_{1,2}$ – кількість пластин та прокладок відповідно, шт.

$$\text{Пр} = M_2 \cdot x_2, \quad (5.8)$$

$$\text{Пр} = 100 \cdot 100 = 1000 \text{ грн},$$

$$T = 13\,050 + 4\,700 + 1\,000 = 18\,750 \text{ грн}.$$

Ціна складальних одиниць за рік становить:

$$T_p = T \cdot V_n, \quad (5.9)$$

$$T_p = 18\,750 \cdot 800 = 15\,000\,000 \text{ грн},$$

де V_n - річний випуск продукції, од/рік.

- Матеріали: вартість упаковка на одиницю готової продукції – 400 грн, на рік – 20 000 грн.
- Витрати на електроенергію:
 - ціна електроенергії – 2,52 грн/кВт·год (оскільки тариф становить 168 коп/кВт·год, а коефіцієнт використання електроенергії удень (з 7.00 до 23.00) становить 1,5);
 - за 1 добу роботи підприємства використовується 160 кВт енергії;

- за рік роботи підприємства використовується 40300 кВт енергії (з урахуванням незначних витрат електроенергії в неробочі дні);
- витрати на електроенергію за рік роботи підприємства 101 556 грн.
- Заробітна плата працівників наведена у таблиці 5.12.

Таблиця 5.12 Розподіл нарахувань заробітної плати працівникам

№п/п	Посада	Напрямок	Кількість	ЗП на 1 працівника, грн	Всього, грн
1	Генеральний директор	Інженерно- технічний персонал	1	40 000	40 000
2	Операційний директор		1	20 000	20 000
3	Економіст		1	20 000	20 000
4	Менеджер з продажу		1	20 000	20 000
5	Головний механік		1	20 000	20 000
6	Інженер- конструктор		1	18 000	18 000
9	Слюсар-ремонтник	Робітничі	2	8 000	16 000
10	Електромонтер		2	8 000	16 000
11	Прибиральник	Допоміжні	1	6 350	6 350
12	Водій		1	13 000	16 000
13	Охоронець		3	7 000	21 000
Всього	213 350				

Фонд оплати праці за рік розраховуємо за наступною формулою:

$$\text{ФОП} = \text{ЗП} \cdot 1,22 \cdot 12 + \text{Пр} \quad (5.10)$$

де ЗП – заробітна плата за 1 місяць; 1,22 – коефіцієнт, який враховує нарахування 22% від ЗП до ЄСВ; 12 – кількість місяців у році; Пр – премії, що виплачуються за рік.

Звідси:

$$\text{ФОП} = 213\,350 \cdot 1,22 \cdot 12 + 20\,156 = 3\,143\,600 \text{ грн.}$$

Відповідно до розрахованих даних калькуляція собівартості річного випуску теплообмінника матиме наступний вигляд (таблиця 5.13):

Таблиця 5.13 Калькуляція собівартості річного випуску теплообмінника пластинчастого

№ п/п	Елементи	Затрати на річний випуск, грн./рік
1	Амортизація	205 546
2	Складальні одиниці	15 000 000
3	Матеріали	20 000
4	ФОП	3 143 600
5	Електроенергія	101 556
6	Інше	30 000
Всього		18 500 702

5.7 Методи ціноутворення

Вихідні дані:

В –Вартість основних фондів 2 735 000 грн,

П –Період експлуатації 10 років,

Л –Ліквідаційна вартість 500 000 грн,

Пв–Постійні витрати 18 295 156 грн,

У –Умовно змінні витрати 5 000 грн/од пр.,

С – собівартість одиниці товару 18 750 грн,

Пр – величина прибутку, яку бажає отримати підприємство від реалізації одиниці товару 11 250 грн.

5.7.1 Витратний метод

Ціна розраховується, виходячи із суми постійних і змінних витрат на одиницю продукції й запланованого прибутку з урахуванням нижнього порогу ціни. Ціна продукції на ринку:

$$\text{Ц} = \text{С} + \text{Пр}, \quad (5.11)$$

$$\text{Ц} = 18\,750 + 11\,250 = 30\,000 \text{ грн.}$$

5.7.2 Параметричний метод

Корисність продукції параметричного ряду виражають чітко визначені кількісні параметри якості. Параметричні методи ціноутворення базуються на визначенні кількісної залежності між цінами і основними споживчими властивостями товару, що входить в параметричний ряд [36].

Питома ціна одиниці виробу $\text{Ц}_{\text{пит}}$:

$$\text{Ц}_{\text{пит}} = \frac{\text{Цб}}{\text{Хб}}, \quad (5.12)$$

$$\text{Ц}_{\text{пит}} = \frac{30\,000}{10} = 3\,000 \text{ грн.}$$

Питома собівартість одиниці виробу:

$$\text{С}_{\text{пит}} = \frac{\text{Сб}}{\text{Хб}}, \quad (5.13)$$

$$\text{С}_{\text{пит}} = \frac{18\,750}{10} = 1\,875 \text{ грн,}$$

де Цб —ціна базового виробу, Сб – собівартість базового виробу, Хб —значення основного параметра базового виробу у відповідних одиницях (поверхня теплообміну – 10 м^2).

Визначення ціни нового виробу:

$$\text{Цн} = \text{Ц}_{\text{пит}} \cdot \text{Хн} + \text{Н}, \quad (5.14)$$

$$\text{Цн} = 3\,000 \cdot 10 + 100 = 30\,100 \text{ грн,}$$

де Хн —кількісне значення головного параметра нового виробу, Н – надбавки/знижки, які відображують зміни інших споживчих характеристик нового виробу 100 грн.

5.7.3 Агрегатний метод

Агрегатний метод передбачає підсумовування цін окремих конструктивних частин виробу з додаванням витрат на складання і нормативного прибутку.

Даний метод є актуальним для тих виробів, які складаються з окремих конструктивних елементів (деталей, вузлів, комплектуючих виробів) при визначенні цін складних видів техніки. При цьому ціна кожного з цих елементів відома.

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 + C_8 + C_9 + C_{10} + C_{11}, \quad (5.15)$$

Отже, ціна (або собівартість) нового виробу розраховується як сума цін (або собівартості) окремих елементів виробу, які наведено у таблиці 5.14.

Таблиця 5.14 Складальні одиниці теплообмінника пластинчастого

№ п/п	Елемент	Позначення	Кількість	Ціна	Загальна сума
1	Плита нерухома	C_1	1	3 100	3 100
2	Плита прижимна	C_2	1	3 000	3 000
3	Штанга направляюча	C_3	2	600	1 200
4	Болт	C_4	28	120	3 360
5	Гайка	C_5	5	40	200
6	Шайба	C_6	33	20	660
7	Шпилька	C_7	5	80	400
8	Пластина	C_8	50	94	4 700
9	Прокладка	C_9	100	100	1000
10	Ролик	C_{10}	1	530	530
11	Проводка	C_{11}	н/в	600	600

$$C = 3\,100 + 3\,000 + 1\,200 + 3\,360 + 200 + 660 + 400 + 4\,700 + 1000 + 530 + 600 = 18\,750 \text{ грн.}$$

5.7.4 Метод конкурентних цін

Метод використовують підприємства, які виходять виключно з умов конкуренції і встановлюють ціну, яка коливається в межах установленної конкурентами. Після аналізу конкурентів, мною була обрана ціна за одиницю продукції 30 000 грн.

5.7.5 Метод точки беззбитковості

Точка беззбитковості — це обсяг діяльності, за якого виручка від реалізації продукції (робіт, послуг) дорівнює сукупним витратам підприємства, тобто це обсяг продажу, за якого підприємство не має ні прибутку, ні збитку.

Ціну одиниці продукція виражаємо як:

$$\text{Цод} = \frac{B}{n} + \text{Пв} \quad (5.16)$$

де n – кількість продукції.

$$\frac{2\,735\,000}{800} + 18\,295\,156 = 18\,298\,575.$$

У таблиці 5.15 наведено техніко-економічні показники проектного підрозділу та необхідні формули для розрахунку [36].

Таблиця 5.15 Техніко-економічні показники підрозділу

№ п/п	Показник	Значення показників підприємства	
		Проектного	Позначення
1	Річний випуск продукції, од/рік	800	B_H
2	Чисельність персоналу за списком, осіб	15	Чсп_H
	основні та допоміжні робітники:	9	Чспр_H
	інженерно-технічний персонал:	6	Чспі_H
3	Середньорічний виробіток працівника, од/особу	111	$B_H / \text{Чспр}_H$
4	Капіталовкладення у проект, грн:		K
	всього, грн:	21 030 156	K / B_H
	на одиницю продукції, грн/од:	26 287,695	

№ п/п	Показник	Значення показників підприємства	
		Проектного	Позначення
5	Загальна собівартість продукту:		
	всього, грн	18 500 702	C_{3H}
	на одиницю продукції, грн	23 125,87	C_H
6	Ринкова вартість продукту, грн/од.	30 000	Π
7	Відносний прибуток на одиницю продукції, грн/од.	6 874,13	$\Pi_H = \Pi - C_H$
8	Рентабельність продукту, %	29,72	$P_H = (\Pi_H \cdot 100) / C_H$
9	Термін повернень капіталовкладень, років	3,82	$T_{\text{пов}} = K / \Pi_H$
10	Вартість виробничих фондів, грн		
	У тому числі:	21 030 156	$B\Phi_H$
	основних;	2 735 000	$O\Phi_H$
	оборотних	18 295 156	$Oб\Phi_H$
11	Фондовіддача виробничих фондів, грн/рік	1,14	$\Phi B_H = (B_H \cdot \Pi) / B\Phi_H$
12	Фондомісткість, грн./грн	0,87	$\Phi \epsilon_H = 1 / \Phi B_H$
13	Продуктивність праці підрозділу, грн./особу	1 600 000	$\Pi\Pi_H = (B_H \cdot \Pi) / \chi_{\text{сп}H}$
14	Коефіцієнт економічної ефективності	0,26	$E = 1 / T_{\text{пов}}$

5.8 Висновки до розділу

За результатами аналізу потенційного ринку стартап-проекту можна зробити висновок, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження, що обумовлюється високою рентабельністю у галузі та попитом на продукт стартапу, незважаючи на наявну конкуренцію.

Для того, щоб бути конкурентоспроможним на ринку, проект повинен мати переваги перед потенційними конкурентами, унеможливлювати диктування ціни постачальниками та клієнтами, застосовувати маркетингові заходи щодо популяризації продукту стартапу.

Аналізуючи розраховані техніко-економічні показники можна зробити висновок про те, що підприємство є економічно вигідним та рентабельним.

З отриманих розрахунків можна зробити висновок, що прогностні ціни одиниці продукції складають 30 000 грн, з них собівартість одиниці –18 750 грн, прибуток – 11 250 грн, точка беззбитковості 743 од/рік.

ВИСНОВКИ

У даній роботі досліджено процес теплообміну у теплообмінному обладнанні. Було розроблено удосконалену конструкцію теплообмінника пластинчастого.

Виконано такі задачі:

1. Проведено аналіз теплообмінних апаратів, які використовуються на промислових підприємствах. Найбільш поширеними теплообмінними апаратами виступають пластинчасті. Вони здатні працювати під великими тисками і температурами.
2. Розроблено програму математичного моделювання процесу теплопередачі у теплообмінника пластинчастого на основі методу послідовних наближень. Досліджено залежність показників K_{new} , Q , $t_{1вих}$, $t_{2вих}$ від витрат першого G_1 та другого G_2 теплоносія відповідно. Витрата першого теплоносія більше впливає на теплообмін. Тому, для оптимізації процесу, бажано варіювати витрати першого теплоносія.
3. Побудовано геометрію апарату, яка дає можливість пошуку оптимальних параметрів виштамповки для конкретних технологічних процесів. Для проведених досліджень максимальна різниця температур для входу і виходу теплоносія складає 9°C для кроку $0,045$ м. Зі збільшенням кроку різниця температур збільшується, але не суттєво. Величина гідравлічного опору збільшується зі збільшенням кроку. Для кроку виштамповки $0,035$ м максимальна величина тиску складає 102500 Па, для кроку виштамповки $0,040$ м максимальна величина тиску 102900 Па, для кроку виштамповки $0,045$ м максимальна величина тиску складає 102900 Па.
Після вивчення отриманих даних, можна обрати оптимальний крок виштамповки, який дорівнює $0,040$ м. Це пояснюється тим, що саме таке виконання забезпечує достатню різницю температури та невисоке значення гідравлічного опору.
4. Для підтвердження працездатності та надійності конструкції апарату були проведені тепловий, конструктивний розрахунки та розрахунки на

міцність. У пакеті Solidworks була спроектована конструкція теплообмінника пластинчастого із використанням реальних фізичних властивостей матеріалів було проведено дослідження конструктивних елементів (штанга верхня, штанга нижня та опора, шпильку). Максимальне напруження штанги верхньої досягається в місці розміщення ролика і становить $3,48 \cdot 10^5$ Па. Максимальне напруження штанги нижньої досягається в місці розташування пакетів пластин і становить $2,57 \cdot 10^5$ Па. Максимальне зміщення опори досягається в місці кріплення штанги верхньої і становить $1,52 \cdot 10^{-4}$ Па. Максимальне зміщення шпильки досягається в місці, де пакет пластин прижимає плита прижимна і становить $3,17 \cdot 10^{-6}$ Па.

5. Аналіз розрахунків доводить, що при заданих навантаженнях втрат міцності немає і деформації конструктивних елементів мінімальні. Розрахунки довели надійність і працездатність спроектованого апарату та підтвердили доцільність обраної конструкції теплообмінника пластинчастого для забезпечення ефективного протікання процесу теплопередачі.
6. Враховуючи результати проведеного технологічного аудиту ідеї проекту, аналізу ринкових можливостей запуску стартап-проекту, розробленої базової стратегії та маркетингової програми, подальша імплементація запропонованого проекту є доцільною. Прогнозні ціни одиниці продукції складають 30 000 грн, з них собівартість одиниці –18 750 грн, прибуток – 11 250 грн, точка беззбитковості 743 од/рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вязлов Р.Й. Процеси і апарати мікробіологічної та фармацевтичної промисловості [Текст] / Р.Й. Вязлов, Ю.І. Сидоров, В.П. Новіков. – Львів: «Інтелект-Захід», 2008. – 736 с.
2. Кейс В.М. Компактные теплообмінники [Текст] / В.М. Кейс, А.Л. Лондон. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 223 с.
3. Иванов О.П. Пластинчатые теплообменные аппараты для холодильных машин [Текст] / О.П. Иванов, В.А. Дюндин, В.О. Мамченко. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1985. – 41с.
4. Приданцев А.С. Пластинчатые теплообменники [Текст]: метод. вказівки / А.С. Приданцев, А.А.Сагдеев. – Н.: КГТУ, 2010. – 48с.
5. Каталог оборудования АльфаЛаваль для теплоснабжения и кондиционирования [Текст]: каталог / Швеция. – Ш.: «Alfa Laval Group»,
6. Федоткин И.М. Математическое моделирование технологических процессов [Текст] / И.М. Федоткин, И.Ю. Бурлай, Н.А. Рюмкин/ К: Техника, 2004. – 312 с.
7. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – М.: Химия, 1968. – 847с.
8. Барвін О.І. Конструювання і розрахунок сталевих зварних посудин та апаратів. Фланцеві з'єднання [Текст]: навч. посібник / О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко. – Луганськ.: Східноукраїнський університет імені Володимира Даля, 2007. – 306 с.
9. Мамченко В.О. Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах[Текст]:учеб. пособие / В.О. Мамченко, А.А. Малышев – СПб.: НИУ ИТМО, 2014. – 116 с.
- 10.Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии [Текст]: учеб. пособие для техникумов / И.Л. Иоффе. – Л.: Химия, 1991. - 352 с.

- 11.Коптева В.Б. Фланцевые соединения: конструкции, размеры, расчёт на прочность [Текст]: методические указания / В.Б. Коптева, А.А. Коптев. – Тамбов .: Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. –24 с.
- 12.Лашинский А.А. Конструирования сварных химических аппаратов[Текст] / А.А. Лашинский. – Л.: Машиностроение, 1981. – 382 с.
- 13.Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.Г. Касаткин. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2004. –753 с.
- 14.Пластинчатые теплообменные аппараты [Текст] /Справочник-каталог для систем теплоснабжения; науч. ред. Н.М.Зингера.–Харьков., 1995.–60с.
- 15.Бухмиров В.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата [Текст] / В.В. Бухмиров , Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова. – Л.: Машиностроение , 2013. – 124 с.
- 16.ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. [Текст]. Чинний від 01.01.1976. – К. : Міждержавні стандарти, 2004.— 4 с.
- 17.Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств [Текст] / В.М. Эльтерман. – М.: Химия, 1980. – 288 с.
- 18.Внутренние санитарно–технические устройства [Текст] / Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха; науч. ред. И. Г. Старовойтова. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.
- 19.Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя в 3-х томах. Том 1-3 [Текст] / В.И. Анурьев. – М: Машиностроение, 2001.– 920 с.
- 20.ГОСТ 481-80. Паронит и прокладки. Технические условия [Текст]. Чинний від 1980-04-10. – К. : Міждержавні стандарти, 2012. — 14 с.
- 21.Руководство по монтажу, эксплуатации и техническому обслуживанию теплообменников TS-M производства компании «Alfa Laval». – Ш.: «Alfa Laval Group», 2015. – 72 с.
- 22.Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники. [Текст] /Н.В. Барановский – М: Машиностроение, 2001.– 920 с.

- 23.ГОСТ 5632–72. Стали высоколегированные и сплавы жаростойкие коррозионностойкие, и жаропрочные. Марки
- 24.ГОСТ 1050-88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали.
- 25.ФТОРОПЛАСТ-4. Технические условия. Polytetrafluoroethylene. Specifications.
- 26.Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков — Москва: «Химия», 2005. — 576с.
- 27.Соколов, В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования [Текст] / В.И. Соколов — Москва: «Машиностроение», 1970. — 422 с.
- 28.Лашинский, А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры [Текст] / А.А. Лашинский, А.Р. Толчинский — Львів: «Машиностроение», 1970. — 752 с.
- 29.Барвін О.І. Конструювання і розрахунок сталевих зварних посудин та апаратів. Фланцеві з'єднання [Текст]: навч. посібник / О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко. – Луганськ.: Східноукраїнський університет імені Володимира Даля, 2007. – 306 с.
- 30.Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Издание 3-е. в 2-х книгах: часть 2. Массообменные процессы и аппараты [Текст] / Ю.И. Дытнерский — Москва: «Химия», 2002. — 400 с.
- 31.Коптева В.Б. Фланцевые соединения: конструкции, размеры, расчёт на прочность [Текст]: методические указания / В.Б. Коптева, А.А. Коптев. — Тамбов .: Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. –24 с.
- 32.Вязлов, Р.Й. Процеси і апарати мікробіологічної та фармацевтичної промисловості [Текст] / Ю.І. Сидоров, Р.Й. Вязло, В.П. Новіков — Львів: «Інтелект-Захід», 2008. — 736 с.

33. Михалев, М.Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств [Текст] / М.Ф. Михалев — Львів: «Машиностроение», 1984. — 299 с.
34. Товажнянский, Л.Л., Процессы и аппараты химической технологии. Учебник в 2-х ч. [Текст] / В.А. Лещенко, А.П. Готлинская. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. — 146 с.
35. Бельбас, І.В. Монтаж, діагностика та ремонт обладнання. Навчальний посібник [Текст] / І.В. Бельбас – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2009. — 248
36. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс] : Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. — Київ : НТУУ «КПІ», 2016. — 28 с.
37. Патент на корисну модель №128777 Теплообмінник пластинчастий / Шибецький В.Ю, Дорошук М.М. бюл. № 19/2018- Заяв. 27.03.2018.
38. Февралев А.А., Гибадуллина В.В. Моделирование пластинчатого теплообменника. Исследование эксплуатационных режимов/ Строительство и архитектура. — 2015. — №1, том 15. — С.52-55.
39. Fevrlev A.A. Mathematical simulation of the regularity of water consumption by residential building using the methods of agent-based modeling. Bulletin of the South Ural State University. Ser. Construction engineering and architecture, 2014, vol. 14, no. 2, pp. 39–43.
40. Меньшутина Н.В., Инновационные технологии и оборудование фармацевтического производства [Текст] / Н.В. Меньшутина, Ю.В. Мишина – Т.2. — М.: Издательство БИНОМ, 2013. — 480 с.
41. Влязлов Р.Й. Процеси і апарати мікробіологічної та фармацевтичної промисловості [Текст] / Р.Й. Влязлов, Ю.І. Сидоров, В.П. Новіков. — Львів: «Інтелект-Захід», 2008. — 736 с.
42. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии [Текст]: учеб. пособие для техникумов / И.Л. Иоффе. — Л.: Химия, 1991. - 352 с.

- 43.Українець, А.І. Проектування типового і спеціального устаткування мікробіологічної, фармацевтичної та харчової промисловості. Навчальний посібник [Текст] / А.І Українець, О.Т. Богорош, В.М. Поводзинський — Київ.: НУХТ, 2007. — 148с.
- 44.Федоткин И.М. Математическое моделирование. Теория технологических процессов и их интенсификация [Текст] /И.М. Федоткин, И.С. Гулый/ Киев: Арктур-А, 1998. – 415 с.

Додаток А Патентна документація

УДК. 62-1/-9

Додаток Б Копії наукових досягнень

Технічні науки

Шибецький Владислав Юрійович

кандидат технічних наук,

доцент кафедри біотехніки та інженерії

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Шибецкий Владислав Юрьевич

кандидат технических наук,

доцент кафедры биотехники и инженерии

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Shybetskyu V.

Candidate of Technical Sciences,

Associate Professor of Bioengineering and Biotechnics Department

National Technical University of Ukraine

«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

Дорощук Марина Миколаївна

магістр

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Дорощук Марина Николаевна

магістр

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Doroshchyk M.

Master of the

National Technical University of Ukraine

«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТЕПЛООБМІННИКА
ПЛАСТИНЧАСТОГО
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
ТЕПЛООБМЕННИКА ПЛАСТИНЧАТОГО
MATHEMATICAL MODEL OF HEAT TRANSFER OF PLATE HEAT
EXCHANGER**

Анотація: За допомогою методу послідовних наближень розроблено математичну модель пластинчастого теплообмінника, що дозволяє визначити його основні характеристики. На основі моделі розроблено програму, що дозволяє досліджувати роботу пластинчастого теплообмінника.

Ключові слова: теплопередача, теплообмінник пластинчастий, математичне моделювання, метод послідовних наближень.

Аннотация: С помощью метода последовательных приближений разработана математическая модель пластинчатого теплообменника, которая позволяет определить его основные характеристики. На основе модели разработана программа, позволяющая исследовать работу пластинчатого теплообменника.

Ключевые слова: теплопередача, теплообменник пластинчатый, математическое моделирование, метод последовательных приближений.

Abstract: With the help of the method of successive approximations, a mathematical model of the plate heat exchanger is developed, which allows to determine its main characteristics.

On the basis of the model a program has been developed that allows investigating the operation of the plate heat exchanger.

Keywords: heat transfer, plate heat exchanger, mathematical modeling, method of successive approximations.

Вступ. У хімічній, фармацевтичній, харчовій, газонафтопереробній, гірничо-хімічній, енергетичній та багатьох інших галузях промисловості процеси передачі тепла від нагрітих теплоносіїв до холодних займають

провідне місце. Особливу увагу зосереджено на теплообмінних апаратах і установках, адже вони широко використовуються у всіх галузях промисловості.

Призначення, область застосування і конструктивне оформлення їх вельми різноманітні. Вони призначені для збільшення економічності енергетичного устаткування, підвищення його надійності, забезпечення технологічних процесів.

Моделювання теплообмінних систем необхідно для більш глибокого розуміння тих процесів, які відбуваються всередині системи і формують вихідні параметри. Ці знання можна отримати шляхом теоретичного аналізу запропонованих математичних моделей [1].

Об'єкт досліджень. Об'єктом дослідження виступає процес теплопередачі у теплообміннику пластинчастому.

Мета і задачі досліджень. Мета даної роботи полягає у розробці математичної моделі для оптимізації процесу теплопередачі у теплообміннику пластинчастому.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

4. Розробити програму моделювання теплообмінника пластинчастого на основі методу послідовних наближень.
5. Дослідити залежність показників від витрат первинного та вторинного теплоносія.
6. Провести порівняння отриманих результатів.

Аналіз літературних даних. Моделювання теплообмінника пластинчастого здійснюється за допомогою методу послідовних наближень. Для розрахунків використовують формулу до якої входить не середня різниця температур між теплообмінючими потоками (середній логарифмічний температурний напір Δt_{ln}), а різниця температур гріючого та теплоносія, що нагрівається на вході в теплообмінник.

Для цього використовують протиточний коефіцієнт Z . Виведення формул слідує з рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі.

Розглядається ділянка dF (рис.1).

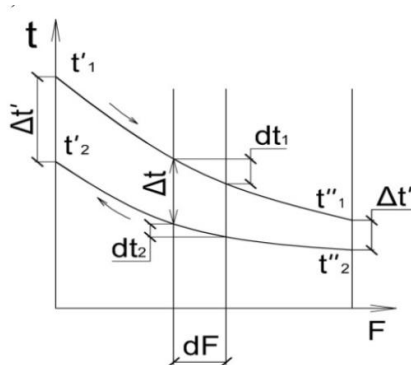


Рис.1 Графік зміни температури теплоносіїв по площі пластинчастого теплообмінника

Із рівняння теплопередачі:

$$dQ = q \cdot dF = \Delta t \cdot dF, (1)$$

де dQ – кількість теплоти, яка передається від первинного теплоносія до вторинного в одиницю часу dt ; k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; Δt – різниця температур первинного та вторинного теплоносія, $^{\circ}\text{C}$.

Із закону збереження енергії:

$$\begin{cases} dQ = -C_1 \cdot dt_1; \\ dQ = -C_2 \cdot dt_2, \end{cases} (2)$$

де $C = G_m \cdot \overline{C_p}$ – повна теплоємність масових витрат, $\text{Дж}/\text{К}$;

визначається відношенням:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = m \cdot k \cdot dF, (3)$$

де $m = \left(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2}\right)$ – введена заміна. Далі інтегруємо та отримуємо:

$$\ln(\Delta t) = -m \cdot k \cdot F + C^*. (4)$$

Підставляючи граничну умову, $F_0 = 0$ у рівняння (4), отримуємо:

$$\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-m \cdot k \cdot F}, (5)$$

причому, $\begin{cases} \Delta t' = t'_1 - t'_2; \\ \Delta t'' = t''_1 - t''_2, \end{cases}$

де $\Delta t'$ – максимальна різниця температур гріючого теплоносія на вході і на виході теплообмінника пластинчастого, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t''$ – максимальна різниця

температур теплоносія, що нагрівається на вході і на виході теплообмінника пластинчастого, °С.

Рівняння (5) переписуємо наступним чином:

$$\frac{(t'_1 - t'_2)(1 - e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \frac{k \cdot F}{C_1}})}{1 - \frac{C_1}{C_2} \cdot e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \frac{k \cdot F}{C_1}}} = t'_1 - t''_1. \quad (6)$$

Отримано відношення:

$$\frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \frac{k \cdot F}{C_1}}}{1 - \frac{C_1}{C_2} \cdot e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \frac{k \cdot F}{C_1}}}, \quad (7)$$

виступає поправочним коефіцієнтом Z [2].

Відповідно, потужність буде визначатись по формулі [3]:

$$Q = C_1 \cdot Z \cdot (t'_1 - t''_2). \quad (8)$$

Опис методу послідовних наближень

У процесі підбору пластинчастого теплообмінника неможливо обрати в точності відповідні задані параметри. До того ж, під час експлуатації реальні параметри (витрати температури на вході в пластинчастий теплообмінник) будуть відрізнятися від розрахункових. Для визначення експлуатаційних характеристик пластинчастого теплообмінника (потужність і температури на виході із пластинчастого теплообмінника) використовують метод послідовних наближень.

Далі представлена методика розрахунку основних характеристик теплообмінника пластинчастого за допомогою методу послідовних наближень:

6. Розраховується протиточний коефіцієнт Z по формулі (7).
7. Визначається дійсна потужність теплообмінника пластинчастого по формулі (8).
8. Дійсні температури теплоносіїв на вході та на виході:

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{C_1}; \quad (9)$$

$$t''_2 = t'_2 - \frac{Q}{C_2}. \quad (10)$$

9. З урахуванням змінних температур знаходять коефіцієнти тепловіддачі по емпіричній формулі.

10. За визначеними коефіцієнтами тепловіддачі знаходять нове значення коефіцієнту теплопередачі:

$$k_{new} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\alpha} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (11)$$

Після знаходження нових значень k_{new} цикл метод послідовних наближень повторюємо. При рівності $k = k_{new}$ під час наступної ітерації цикл методу послідовних наближень зупиняємо; значення отримані на даному етапі, являються реальними значеннями теплообмінного апарату [2]. По описаній методиці розроблена програма, котра дозволяє змоделювати роботу теплообмінника пластинчастого. На основі G_1, G_2 і $t'_1(t_{1ВХ}), t'_2(t_{2ВХ}), k_{new}$ (на вході в теплообмінник) – визначається Q – дійсна потужність.

Аналіз даних, які отримані за допомогою моделі теплообмінника

На основі отриманих у програмі даних побудовані графіка залежності Q , від витрат первинного і вторинного теплоносіїв G_1, G_2 , відповідно рис.1, рис.2.

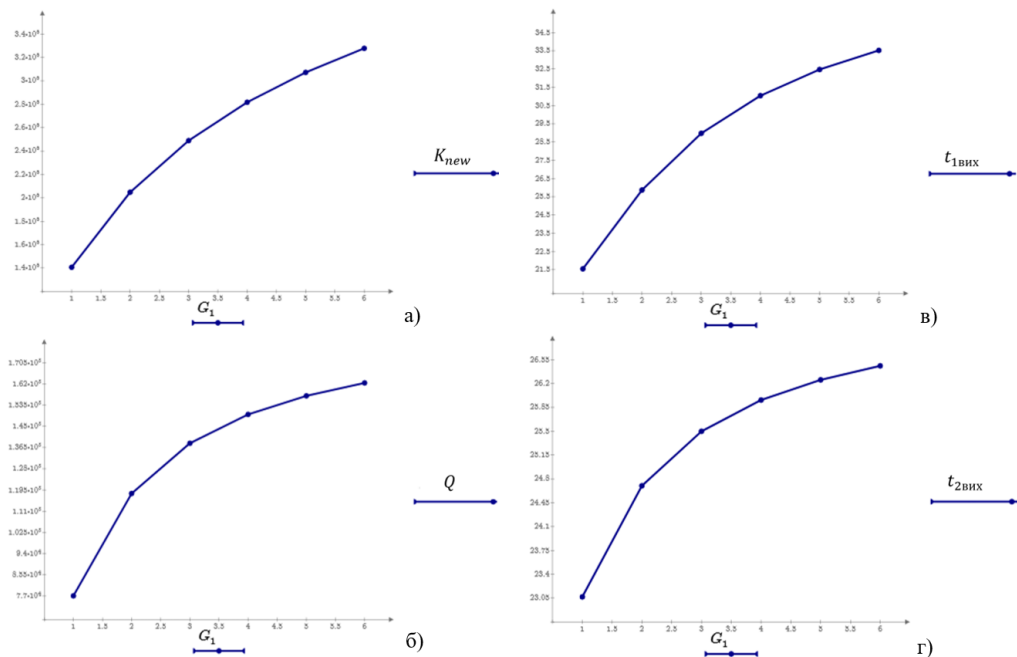


Рис.2 Графіки залежності

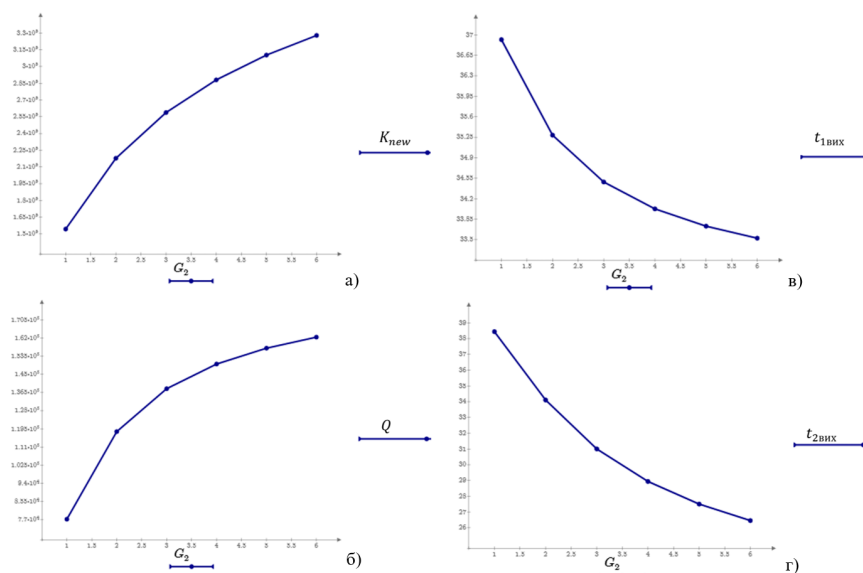


Рис.3 Графіки залежності

Висновки. Було запропоновано оптимізацію процесу теплопередачі з використанням математичної моделі, тобто визначення оптимальних параметрів режиму роботи теплообмінника пластинчастого.

На основі отриманих графіків можна зробити висновок, що при такій же витраті G_1 коефіцієнт теплопередачі k більший ніж при G_2 . Це означає, що витрата першого теплоносія більше впливає на теплообмін. Для оптимізації процесу бажано варіювати витрату першого теплоносія, тобто G_1 .

Література

1. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд.2-е. В2-х частях.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты [текст] / Ю.И. Дытнерский- М.: Химия, 1995. – 400с.: ил.
2. Февралев А.А., Гибадуллина В.В. Моделирование пластинчатого теплообменника. Исследование эксплуатационных режимов/ Строительство и архитектура. – 2015. – №1, том 15. – С.52-55.
3. Fevralev A.A. Mathematical simulation of the regularity of water consumption by residential building using the methods of agent-based modeling. Bulletin of the South Ural State University. Ser. Construction engineering and architecture, 2014, vol. 14, no. 2, pp. 39–43.

Додаток В Специфікації

Лист №		Перв. застосує		Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		Формат	Зона					
Лист №					<u>Документація</u>			
		A1		БІ7103.703313.100.00.00-60СБ	Теплообмінник пластинчастий	1		
Лист №					<u>Складальні одиниці</u>			
		A2	1	БІ7103.703313.101.00.00-60	Плита нерухома	1		
		A1	2	БІ7103.703313.102.00.00-60	Стійка	1		
Лист №					<u>Деталі</u>			
		A2	3	БІ7103.703313.100.00.01-60	Плита прижимна	1		
		A1	4	БІ7103.703313.100.00.02-60	Штанга верхня	1		
Лист №		A1	5	БІ7103.703313.100.00.03-60	Штанга нижня	1		
		A1	6	БІ7103.703313.100.00.04-60	Ролик	1		
		A1	7	БІ7103.703313.102.00.00-60	Пластина теплообмінна	50		
Лист №					<u>Стандартні вироби</u>			
			8		Болт М36-8gx160. ДСТУ ГОСТ 11738-84	4		
					Гайка ГОСТ 9064-75			
Лист №			9		М10x2-6H.1	2		
			10		М24x2-6H.1	20		
			11		Прокладка	50		
					ТУ 38.0051166-98			
Лист №								
Лист №						БІ7103.703313.100.00.00-60		
						Теплообмінник пластинчастий		
						Літ. Аркш Аркушів		
						1 2		
Лист №						КПІ ім.Горія Сікорського, ФБТ, БІ-71 мп		

Додаток Г Математична модель

Теплофізичні властивості теплоносіїв:

$$\nu := \begin{bmatrix} 1.31 \cdot 10^{-6} \\ 1.01 \cdot 10^{-6} \\ 0.81 \cdot 10^{-6} \\ 0.66 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix} \quad t := \begin{bmatrix} 10 \\ 20 \\ 30 \\ 40 \end{bmatrix} \quad c := \begin{bmatrix} 4190 \\ 4190 \\ 4180 \\ 4180 \end{bmatrix} \quad \lambda := \begin{bmatrix} 0.575 \\ 0.599 \\ 0.618 \\ 0.634 \end{bmatrix} \quad Pr := \begin{bmatrix} 9.52 \\ 7.02 \\ 5.42 \\ 5.42 \end{bmatrix} \quad \rho := \begin{bmatrix} 1000 \\ 998 \\ 996 \\ 992 \end{bmatrix}$$

Площа поперечного перетину одного пакету пластин, кв. м:

$$f_n := 211 \cdot 10^{-4}$$

Площа теплообмінника, кв. м:

$$F := 10$$

Еквівалентний діаметр, м:

$$d_e := 8.8 \cdot 10^{-3}$$

Товщина стінки, м:

$$\delta_{cm} := 10^{-3}$$

Коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м К):

$$\lambda_{cm} := 17$$

$$t_{1ex} := 40 \quad t_{2ex} := 20 \quad G_1 := 1..6 \quad G_2 := 6$$

$$\begin{aligned}
Q(t_{1ex}, t_{2ex}, G_1, G_2) := & \begin{array}{l}
t_{1sux} \leftarrow 20 \\
t_{2sux} \leftarrow 10 \\
K \leftarrow 1400 \\
K_{new} \leftarrow 1200 \\
t_1 \leftarrow \frac{t_{1ex} + t_{1sux}}{2} \\
t_2 \leftarrow \frac{t_{2ex} + t_{2sux}}{2} \\
\text{while } K \geq K_{new} \\
\quad \begin{array}{l}
K \leftarrow K_{new} \\
c_{1p} \leftarrow \text{linterp}(t, c, t_1) \\
c_{2p} \leftarrow \text{linterp}(t, c, t_2) \\
C_1 \leftarrow G_1 \cdot c_{1p} \\
C_2 \leftarrow G_2 \cdot c_{2p} \\
\text{if } C_1 \neq C_2 \\
\quad \begin{array}{l}
Z \leftarrow \frac{\left(1 - e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \cdot \frac{K \cdot F}{C_1}}\right)}{1 - \frac{C_1}{C_2} \cdot e^{-\left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right) \cdot \frac{K \cdot F}{C_1}}} \\
\text{else} \\
\quad Z \leftarrow 1
\end{array} \\
Q \leftarrow C_1 \cdot Z \cdot (t_{1ex} - t_{1sux}) \\
t_{1sux} \leftarrow t_{1ex} - \frac{Q}{C_1} \\
t_{2sux} \leftarrow t_{2ex} + \frac{Q}{C_2} \\
t_1 \leftarrow \frac{t_{1ex} + t_{1sux}}{2} \\
t_2 \leftarrow \frac{t_{2ex} + t_{2sux}}{2} \\
\rho_1 \leftarrow \text{linterp}(t, \rho, t_1) \\
\rho_2 \leftarrow \text{linterp}(t, \rho, t_2) \\
w_1 \leftarrow \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_n} \\
w_2 \leftarrow \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_n} \\
\nu_1 \leftarrow \text{linterp}(t, \nu, t_1) \\
\nu_2 \leftarrow \text{linterp}(t, \nu, t_2) \\
Re_1 \leftarrow \frac{w_1 \cdot d_e}{\nu_1} \\
Re_2 \leftarrow \frac{w_2 \cdot d_e}{\nu_2} \\
t_{cm} \leftarrow \frac{t_{1ex} + t_{2sux}}{2} \\
Pr_1 \leftarrow \text{linterp}(t, Pr, t_1) \\
Pr_2 \leftarrow \text{linterp}(t, Pr, t_2) \\
Pr_{cm} \leftarrow \text{linterp}(t, Pr, t_{cm}) \\
Nu_1 \leftarrow 0.135 \cdot Re_1^{0.73} \cdot Pr_1^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}}\right)^{0.25} \\
Nu_2 \leftarrow 0.135 \cdot Re_2^{0.73} \cdot Pr_2^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}}\right)^{0.25} \\
\lambda_1 \leftarrow \text{linterp}(t, \lambda, t_1) \\
\lambda_2 \leftarrow \text{linterp}(t, \lambda, t_2) \\
\alpha_1 \leftarrow \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} \\
\alpha_2 \leftarrow \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} \\
K_{new} \leftarrow \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}
\end{array}
\end{array}$$

$$Q(t_{1ex}, t_{2ex}, G_1, G_2) = \begin{bmatrix} 1.406 \cdot 10^3 \\ 2.048 \cdot 10^3 \\ 2.49 \cdot 10^3 \\ 2.817 \cdot 10^3 \\ 3.072 \cdot 10^3 \\ 3.278 \cdot 10^3 \end{bmatrix}$$

ВІДГУК
наукового керівника магістерської дисертації
на здобуття ступеня магістра
виконаної на тему: «Удосконалення конструкції теплообмінника
пластинчастого»
студенткою групи БІ-71 мп Дорощук Мариною Миколаївною

Об'єм магістерської дисертації освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» складає 8 аркуші формату А1 графічної частини та 129 аркушів пояснювальної записки.

Тема магістерської дисертації актуальна і присвячується удосконаленню конструкції теплообмінника пластинчастого, а саме розробки теплообмінної пластини зі спеціально виштамповкою для інтенсифікації процесу теплообміну.

У роботі докладно розглянуті характеристики теплообмінних апаратів, види теплоносіїв та їх фізичні властивості, способи підвищення теплової ефективності установок, проведено комп'ютерне моделювання гідродинаміки потоку рідини розробленої конструкції, виконаний технологічний розрахунок, основні конструктивні елементи апарату було розраховано на міцність та представлено стартап-проект. Розроблено теплообмінну пластину зі спеціальною виштамповкою, яка захищена патентом України на корисну модель.

Графічна частина і пояснювальна записка виконані у відповідності до вимог ДСТУ, з використанням ПК, а саме прикладних програм "Microsoft Office", Mathcad Prime, "Компас 3D–V15", "Solidworks 2016".

Під час виконання магістерської дисертації студент Дорощук М.М. виявила себе сумлінною і старанною студенткою, яка вміло та грамотно застосовувала спеціальну літературу та нормативно-технічні документи, здатна до самостійного вирішення інженерних задач. Магістерська дисертація виконана у повному об'ємі в установлені терміни згідно календарного плану.

Результати роботи опубліковані в статті, а також в матеріалах міжнародних та всеукраїнських конференцій.

У даній магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Вважаю, що студентка Дорощук Марина Миколаївна заслуговує на присвоєння ступеня магістра за спеціальністю 133 галузеве машинобудування та освітньої кваліфікації «магістр з галузевого машинобудування» .

**Науковий керівник
магістерської дисертації**

доцент, к.т.н.
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

В. Ю. Шибецький
(ініціали, прізвище)